



Aalto-yliopisto
Insinööritieteiden
korkeakoulu

Kari Häkkinen

Tutkimusmoottori ja sähköhydraulinen venttiilikoneisto

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 23.11.2017

Valvoja: Professori Martti Larmi

Ohjaaja: Diplomi-insinööri Olli Ranta

Tekijä Kari Häkkinen

Työn nimi Tutkimusmoottori ja sähköhydraulinen venttiilikoneisto

Koulutusohjelma Konetekniikan koulutusohjelma

Sivuaaine Energiatekniikka

Koodi K3007

Työn valvoja Professori Martti Larmi

Työn ohjaaja Diplomi-insinööri Olli Ranta

Päivämäärä 22.11.2017

Sivumäärä 63 + 7

Kieli Suomi.

Tiivistelmä

Moottoreiden pakokaasupäästöjä säännellään päästömääräyksillä, joita ei käytännössä voi täyttää ilman kalliita pakokaasujen jälkikäsittelylaitteita. Moottorissa syntyvien päästöjen simulointi on erittäin haastavaa, eikä markkinoilla ole siihen soveltuvaa ohjelmaa. Tästä syystä tarvitaan edelleen käytännön moottorikokeita. Moottorin toimintaan vaikuttavat useat eri parametrit, joiden muuttaminen vaikuttaa muihin. Tästä syystä moottorissa tapahtuvan palamisen kehittämiseksi olisi hyvä, jos parametreja voisi muuttaa yksi kerrallaan ja siten eristää eri parametrien vaikutus moottorin suoritusarvoihin.

Tämän opinnäytetyön aiheena oli sähköhydraulisen venttiilikoneiston EHVA:n asentaminen ja toimintakuntoon saattaminen 1-sylinteriseen optiseen LEO-tutkimusmoottoriin. LEO:ssa voidaan muuttaa moottorin parametreja varsin vapaasti. Muutettavat parametrit ovat ahtoilman paine ja lämpötila, pakokaasun vastapaine, polttoaineen ruiskutuksen kesto, ajoitus ja paine, venttiilien ajoitukset ja nousut.

Työhön sisältyi muutostöiden vaatimien osien ja järjestelmien suunnittelu, toteutus ja hankinta. Yhtenä osana tätä työtä olivat referenssiajot, joissa LEO -moottori säädettiin vastaamaan tuotantomoottoria 25 %, 50 %, 75 % ja 100 % kuormilla 1500 rpm:n pyörimisnopeudella. Vastaavuutta arvioitiin vertaamalla sylinteripainetta, indikoitua bruttotehoa, ilman ja polttoaineen kulutusta, ominaispäästöjä ja lämmönvapautumista. Vertaaminen tehtiin suureiden odotusarvon ja luottamusvälin avulla.

Opinnäytetyön tuloksena saatiin LEO -moottorista kehitettyä monipuolinen tutkimusmoottori, jota toki voidaan jatkossa kehittää edelleen. Referenssiajot osoittautuivat huomattavan haastaviksi, mutta samalla erittäin opettavaisiksi.

Avainsanat Diesel, palaminen, sähköhydraulinen venttiilikoneisto, EHVA, muuttuvat venttiili-
liajoitukset

Author Kari Häkkinen

Title of thesis Research Engine and Electro-Hydraulic Valve Actuator

Degree programme Mechanical Engineering

Minor Energy Technology

Code K3007

Thesis supervisor Martti Larmi Professor

Thesis advisor(s) Olli Ranta M.Sc. (Tech.)

Date 22.11.2017

Number of pages 63 + 7

Language Finnish

Abstract

The exhaust emissions from engines are governed by emission regulations that can not be practically fulfilled without expensive exhaust gas after-treatment devices. The simulation of emissions from the engine is extremely challenging and there is no suitable program on the market. For this reason, practical engine tests are still needed. Several different parameters affect the operation of the motor. Therefore, in order to develop combustion in the engine it would be good if the parameters could be changed one at a time and thus isolate the effect of different parameters on the engine performance.

The subject of this thesis was to install and test the EHVA (the electro-hydraulic valve assembly) on a 1-cylinder optical research engine, LEO. In the LEO the engine parameters can be changed freely. The parameters to be changed are the pressure and temperature of the charge air, the exhaust pressure, the parameters of the fuel injection (duration, timing and pressure), valve timing and lift.

The work included the design, implementation and procurement of components and systems required for the modifications. One part of this work was a comparison run where the LEO engine was adjusted to correspond to the production engine at 25%, 50%, 75% and 100% loads at a 1500 rpm. Correspondence was assessed by comparing cylinder pressure, gross indicated mean effective pressure, air and fuel consumption, emissions and heat release. Comparisons were made with the expected value and the confidence level.

The result of this thesis was a versatile research engine developed from the LEO engine, which can be further developed in the future. Comparative runs proved to be challenging, but at the same time very instructive.

Keywords Diesel, combustion, electro-hydraulic valve assembly, EHVA, variable valve timing

Esipuhe

Tämä diplomityö on tehty Teknillisen korkeakoulun (TKK) Polttomoottorilaboratoriossa. Työ oli osa Tekesin rahoittamaa REFUEL-projektia.

Työn valvojana toimi professori Martti Larmi ja ohjaajana diplomi-insinööri Olli Ranta. Kiitän Prof. Larmia mielenkiintoisesta aiheesta ja erityisesti pitkämielisyydestä odottaa työn kirjoitusosuu-
den valmistumista. Työn aloituksen ja kirjoitustyön valmistumisen välillä ehti Vantaassa vettä virra-
ta. Olli Rantaa kiitän työn kirjoitusvaiheen aikaisesta kannustamisesta ja sopivasta hoputtamisesta.
Kiitän myös tekniikan tohtori Teemu Sarjovaaraa, joka toimi tämän työn ohjaajana tehdessäni työn
käytännön osuutta, kannustuksesta ja neuvoista LEO-moottorin muutostöiden aikana.

Kiitän polttomoottorilaboratorion henkilökunnasta erityisesti teknikoita Kari Hujanen ja Matti Kil-
pelä ja koko alakerran väkeä. Kiitän myös Pajan ”poikia” Henkkaa, Jukkaa, Kaitsua ja Teroa, joilta
sain hyviä käytännön vinkkejä LEO:n muutostöiden aikana.

Kiitän vanhempiani Eilaa ja Marttia antamastanne tuesta elämässäni ja opinnoissani.

Kiitän vaimoani Ninaa motivoinnista kirjoittaa tämä diplomityö valmiiksi asti.

Espoossa

Kari Häkkinen

Symbolit

A		moottoriluokasta riippuva kerroin
A_c	[m ³]	verhopinnan pinta-ala
A_E	[m ³]	tehollinen virtauspinta-ala
ALF	[%]	polttoaineen vetypitoisuus
A_m	[m ³]	virtausala
A_p	[m ³]	kanavan pinta-ala
A_R	[m ³]	referenssipinta-ala
A_v	[m ³]	venttiililautasen pinta-ala
B	[m]	sylinterin halkaisija
$C_1 \dots C_6$		vakioita
C_D		virtauskerroin
$conc_w$	[ppm]	kaasun märkäpitoisuus
D	[m]	istukkarenkaan sisähalkaisija, sylinterin halkaisija
d	[m]	mittasuuttimen aukon halkaisija
D_{ap}	[m]	mittasuuttimen jälkeisen virtausputken sisähalkaisija
D_p	[m]	kanavan minimihalkaisija
D_s	[m]	venttiilivarren halkaisija
D_v	[m]	venttiililautasen halkaisija
F_{FH}		polttoaineesta ja polttoaine-ilma- suhteesta riippuva kerroin
g	[m/s ²]	maan vetovoiman kiihtyvyys
G_{AIRD}	[kg/h]	kuivan imuilman massavirta
G_{AIRW}	[kg/h]	märän imuilman massavirta
$G_{S_{mass}}$	[kg/h]	kaasun massavirta
G_{EXHW}	[kg/h]	märän pakokaasun massavirta
G_{FUEL}	[kg/h]	polttoaineen massavirta
h	[°kk]	mittausväli kammenkulmissa
H_a	[g/kg]	absoluuttinen imuilman kosteus
i		sylinterien lukumäärä
j		toimintatapakerroin: 2-tahtiselle 1 ja 4-tahtiselle 2
$k_1 \dots k_6$		vakioita
K_{HDIES}		NO _x - päästön korjauskerroin
k_w		korjauskerroin kuivasta pitoisuudesta märäksi pitoisuudeksi
k_{w2}		absoluuttisesta kosteudesta riippuva kerroin
l	[m]	kiertokangen pituus

L_v	[m]	venttiili nousu
m		aukkosuhde
\dot{m}_{iko}	[kg/s]	moottorin kostea imuilman massavirta
\dot{m}_{iku}	[kg/s]	kuivan ilman massavirta
n	[1/s]	pyörimisnopeus
p_0	[Pa]	imusarjan paine, sylinteripaine, paine NTP- olosuhteissa
p_2	[Pa]	paine mittasuuttimen jälkeen
p_a	[Pa]	imuilman kyllästymishöyrynpaine
p_B	[Pa]	imuilman kokonaisilmanpaine
p_c	[Pa]	kriittinen paine
p_k	[Pa]	koeajuhuoneen paine
p_{kvh}	[Pa]	kylläisen vesihöyryn paine
p_r	[Pa]	pakosarjan paine, sylinteripaine
R	[J/(mol K)]	kaasuvakio
R_a	[%]	imuilman suhteellinen kosteus
Re		Reynoldsin luku
S	[m]	iskupituus
T	[K]	lämpötila
T_0	[K]	lämpötila NTP-olosuhteissa, lämpötila ennen venttiiliä
T_C	[K]	kriittinen lämpötila
T_{ca}	[K]	ahtoilman lämpötila
T_{ia}	[K]	imuilman lämpötila
T_{p0}	[K]	lämpötila puristuksen alkaessa
u		kaasukohtainen kerroin
w	[m]	istukkarenkkaan leveys
V_c	[m ³]	puristustilavuus
W_{gi}	[J]	indikoitu bruttotyö
V_i	[m ³]	iskutilavuus
α		virtauskerroin, luottamustaso
β	[deg]	istukkakulma
γ		isentropivakio
γ_0		isentropivakion referenssiarvo
Δh	[m]	korkeusero
Δp	[Pa]	paine-ero
ε		mittasuuttimen virtauskerroin, paisuntakerroin

κ		ilman adiabaattivakio
ν	$[\text{m}^2/\text{s}]$	ilman kinemaattinen viskositeetti
π		$\pi \approx 3,1415$
ρ_0	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	kuivan ilman tiheys NTP-olosuhteissa
ρ_{iiko}	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	kostean ilman tiheys
ρ_{iku}	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	kuivan ilman tiheys
ρ_{kvh}	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	kylläisen vesihöyryn tiheys ilmassa
ρ_{v}	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	veden tiheys
φ	$[\text{rad}]$	kammenkulma
Φ	$[\%]$	suhteellinen kosteus
\dot{V}_{est}	$[\text{m}^3/\text{s}]$	tilavuusvirran estimaatti

Lyhenteet

ACEA	European Automobile Manufacturers Association, Euroopan autonvalmistajien yhdistys
akk	alakuolokohta
C	celsius, hiili
CI	Compression Ignition, puristussytytys
CO	hiilimonoksidi
CO ₂	hiilidioksidi
EAKK	ennen alakuolokohtaa
EGR	Exhaust Gas Recycling, pakokaasun takaisinkiertäminen
EHVA	Electro-Hydraulic Valve Actuation, sähköhydraulinen venttiilikoneisto
EU	Euroopan unioni
EY	Euroopan yhteisö
eykk	ennen yläkuolokohtaa
GER	keskimääräinen kaasuennergiasuhde testisyklin aikana
HC	hiilivety
jakk	alakuolokohdan jälkeen
JAMA	Japan Automobile Manufacturer's Association, Japanin autonvalmistajien yhdistys
jykk	yläkuolokohdan jälkeen
KAMA	Korea Automobile Manufacturer's Association, Korean autonvalmistajien yhdistys
kk	kammenkulma
LEO	Low Emission Optical, optinen vähäpäästöinen
LVDT	linear variable differential transformer, induktiivinen liikeanturi
N	typpi
NO _x	typen oksidit
O	happi
PM	hiukkaset
ppm	parts per million, miljoonasosa
rpm	Revolutions Per Minute, kierrosta minuutissa
SCR	Selective Catalytic Reduction, valikoiva katalyyttinen pelkistys
ykk	yläkuolokohta

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Esipuhe

Symbolit

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Palaminen ja päästönmuodostus dieselmoottorissa	3
2.1	Palaminen dieselmoottorissa	3
2.2	Dieselmoottorin päästöt	5
2.2.1	Hiilimonoksidi, CO	5
2.2.2	Hiilivedyt, HC	5
2.2.3	Typen oksidit, NO _x	6
2.2.4	Hiukkaset, PM	7
3	Päästömääräykset	10
3.1	Yleistä	10
3.2	Liikkuvien työkonoiden päästömääräykset EU:ssa	10
3.3	Tieliikenteen CO ₂ päästöjen rajoittaminen	13
3.3.1	Vapaaehtoinen sopimus	13
3.3.2	EU:n määräykset henkilöautojen CO ₂ - päästörajoiksi	13
3.4	Dieselmoottorien tulevaisuus päästömääräyksien valossa	14
4	Kaasunvaihto, venttiiliajoitukset	15
4.1	Virtaus lautasventtiilin yli	15
4.2	Dieselmoottorin venttiiliajoitukset	18
4.2.1	Kiinteät venttiiliajoitukset	18
4.2.2	Muuttuvat venttiiliajoitukset	18
5	LEO moottori	22
5.1	Optinen LEO	22
5.1.1	Imu- ja pakojärjestelmä	22
5.1.2	Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmä	22
5.1.3	Jarrugeneraattori	23
5.1.4	Ohjausjärjestelmä	23
5.1.5	Polttoaineen ruiskutus	24
5.1.6	Ohjausjärjestelmän musta laatikko	24
5.1.7	Mittausjärjestelmä	24

6	LEO:n muutostyöt.....	25
6.1	Hydraulikoneikko.....	26
6.2	Sylinterikannen kiinnitys	27
6.3	EHVA:n kiinnityslevy.....	28
6.4	Öljypohjan ylivuotoputki	30
6.5	Imu- ja pakosarja.....	31
6.6	Pakoputken tasaussäiliö	31
6.7	Nokka-akseli, nostimet ja työntötangot	31
6.8	Toimimattomien sylinterien reikämännät ja ruiskutussuuttimet.....	31
6.9	Työsylinterin vaihto	32
6.10	Ohjausjärjestelmä.....	32
7	EHVA.....	33
7.1	EHVA:n toimintaperiaate	33
7.2	EHVA:n testaus.....	34
7.2.1	Alkuperäiset aktuaattorit	35
7.2.2	Aktuaattorien liikematkan pidennys	36
7.2.3	Muutetut aktuaattorit.....	37
7.3	EHVA:n venttiilinousut	40
7.3.1	Venttiilin välykset	40
7.3.2	Turvaraja	41
7.3.3	Venttiilinousu EHVA:ssa.....	43
7.4	Yläkuolokohdan määrittäminen EHVA:n avulla.....	44
8	Referenssiajot.....	46
8.1	Yleistä	46
8.2	Sylinteripaine	46
8.3	Tehollinen keskipaine	47
8.4	Lämmönvapautuminen.....	48
8.5	Ominaispäästöt.....	49
8.6	Imuilman massavirta	51
8.7	Polttoaineen massavirta.....	55
8.8	Referenssiajojen tulokset	55
8.8.1	50 % kuorma	55
8.8.2	100 % kuorma	56
9	Yhteenveto ja suositukset.....	58
	Lähdeluettelo.....	60

Liiteluettelo 63

1 Johdanto

Hiilivedyn palaessa täydellisesti syntyy palamistuotteina hiilidioksidia CO_2 ja vettä H_2O . Käytännössä palaminen ei kuitenkaan ole täydellistä. Epätäydellisessä palamisessa syntyy veden ja hiilidioksidin lisäksi myös muita yhdisteitä. Niitä kutsutaan päästöiksi, joista osaa säännellään päästömääräyksillä. Euroopassa esimerkiksi liikkuvien työkoneneiden päästöjä säännellään EURO I – EURO VI- päästömääräyksillä. Moottorin pakokaasupäästöistä säännellään hiilimonoksidin CO , hiilivetyjen HC , typen oksidien NO_x ja hiukkasten PM määrää pakokaasussa. Säänneltyjen päästöjen lisäksi dieselmoottori tuottaa paljon muitakin päästöjä. Täyttääkseen voimassa olevat päästövaatimukset on dieselmoottoreihin käytännössä pakko asentaa erilaisia pakokaasun jälkikäsittelylaitteistoja kuten esimerkiksi SCR-katalysaattori typen oksidien, hiukkassuodatin hiukkasten, hapetuskatalysaattori hiilivetyjen tai ulkoinen EGR-järjestelmä typen oksidien vähentämiseksi. Tieliikenteessä säännellään lisäksi hiilidioksidin määrää, millä on ollut suuri merkitys dieselmoottorien käyttöön autojen voimanlähteenä. Tieliikenteen sallittu hiilidioksidipäästöjen määrä on tiukentumassa niin tiukaksi, että autonvalmistajat ovat ilmoittaneet aikeistaan lopettaa dieselmoottorilla varustettujen autojen valmistaminen, koska pakokaasujen jälkikäsittelylaitteistot ovat niin kalliita ja teknisesti haastavia.

Erilaiset moottorisimulointiohjelmat ovat kehittyneet vuosien saatossa varsin paljon. Moottorin palamisen simulointi on kuitenkin varsin haastavaa, eikä vielä ole markkinoilla käytännön moottorikokeita syrjäyttävää simulointiohjelmaa. TKK:n (nyk. Aalto Yliopisto) polttomoottorilaboratoriossa oli 1-sylinterinen optinen tutkimusmoottori, LEO-moottori (Low Emission Optical), joka oli rakennettu 6-sylinterisestä SISU 84-CTA -moottorista. Moottorilla oli ulkoinen kompressori imuilman tuottamiseen ja sen pakoputkessa oli venttiili pakokaasun vastapaineen säätämiseksi. Moottoria pyöritettiin taajuusmuuttajalla ohjatulla sähkömoottorilla. Moottorin ohjausjärjestelmällä voitiin säätää polttoaineen ruiskutusta, ahtoilman painetta ja lämpötilaa, pakokaasun vastapainetta ja EGR- typen määrää. Moottorin mittaukset tehtiin myös ohjausjärjestelmän kautta.

Tämän diplomityön aiheena on sähköhydraulisen venttiilikoneiston EHVA:n asentaminen LEO-moottoriin. Työhön kuului tarvittavien osien ja järjestelmien suunnittelu, hankinta ja muutostyöt. LEO:n valmiita järjestelmiä käytettiin mahdollisimman paljon hyväksi. Diplomityön aihe rajattiin EHVA:n asentamiseen ja toimintakuntoon saattamiseen lukuun ottamatta ohjausjärjestelmään ja anturointeihin tarvittavia muutoksia. Lisäksi ajettiin referenssiajot, jossa moottorin parametreja muuttamalla LEO säädettiin vastaamaan tuotantomoottoria muutamassa toimintapisteessä. Toimintapisteiksi valittiin 1500 rpm:n pyörimisnopeudella 25 %, 50 %, 75 % ja 100 % kuormapisteet.

EHVA:n asentamisen jälkeen LEO-moottori on erittäin monipuolinen tutkimusmoottori. Moottorille voidaan valita varsin vapaasti

- venttiilien ajoitukset,
- venttiilien nousut,
- ahtoilman paine,
- ahtoilman lämpötila,
- pakokaasun vastapaine
- polttoaineen ruiskutuksen ajoitus,

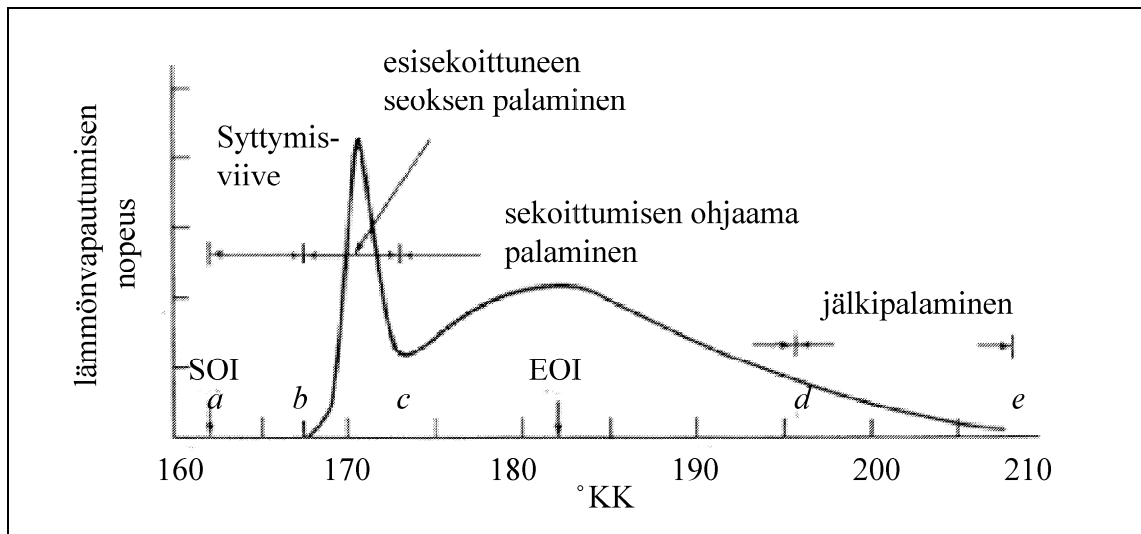
- polttoaineen ruiskutuksen kesto,
- polttoaineen ruiskutuksen paine ja
- EGR- typen määrä.

Moottorilla voidaan tehdä varsin syvällistä tutkimustyötä. Moottorin parametreja voidaan muuttaa toisistaan riippumatta ja siten on mahdollista eristää tietyn parametrin vaikutus moottorin suoritusarvoihin.

2 Palaminen ja päästönmuodostus dieselmoottorissa

2.1 Palaminen dieselmoottorissa

Dieselmoottorissa sylinteriin imetty ilma puristetaan puristustahdin aikana korkeaan paineeseen ja lämpötilaan. Puristustahdin lopussa polttoaine ruiskutetaan suoraan sylinteriin, jossa se syttyy itsestään korkeassa lämpötilassa. Palaminen polttoaineen ruiskutuksen alkamisesta palamisen loppumiseen on monivaiheinen prosessi. Palamisprosessi jakaantuu neljään selkeään vaiheeseen, jotka ovat syttymisviive, esisekoitus-, diffuusio- ja jälkipalaminen. Kuvassa 1 on skemaattinen esitys tyypillisestä suoraruiskutusdieselmoottorin lämmönvapautumisesta kammenkulman funktiona. [1]

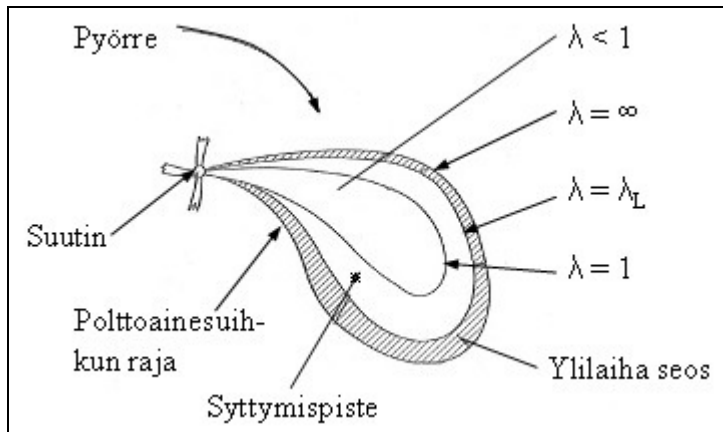


Kuva 1 Lämmönvapautumisen nopeus kammenkulman funktiona [1]

Polttoaineen ruiskutus alkaa (SOI) kuvan 1 merkinnöillä kohdassa a. Syttymisviiveellä tarkoitetaan sitä aikaa, joka kuluu polttoaineen ruiskutuksen alusta syttymiskelpoisen seoksen muodostumiseen. Syttymisviive on väli a - b. [1] Sen aikana sylinteripaineessa ei havaita eroa verrattuna pelkkään puristukseen ilman polttoaineen ruiskutusta [2]. Sylinteriin kovalla paineella suuttimen pienistä rei'istä ruiskutettu polttoaine pisaroituu pieniksi pisaroiksi. Pisaroista haihtuva polttoaine sekoittuu jokaisen polttoainesuihkun reunalla sylinterissä olevan kuumen korkeaan paineeseen puristetun ilman kanssa, jolloin muodostuu esisekoittunutta ilma-polttoaineseosta. [1, 2, 3] Kemiaalliset reaktiot alkavat, mutta tapahtuvat vielä erittäin hitaasti [2]. Syttymisviiveen pituuteen vaikuttavat ruiskutetun polttoaineen tunkeuma ja pisaroituminen, lämpötila ja paine sylinterissä ruiskutuksen aikana, turbulenssi ja polttoaineen syttymisherkkyys, jota mitataan setaaniluvulla [3].

Esisekoituspalaminen alkaa esisekoittuneen syttymiskelpoisen seoksen syttymisenä useassa kohdassa lähes samaan aikaan [1, 2, 3]. Kuvassa 2 on esitetty yksi polttoainesuihku syttymisen hetkellä. Ilman pyörivä virtaus taivuttaa polttoainesuihkuja. Polttoainesuihkuun on merkitty ilmakertoimen tasa-arvokäyriä. Ensimmäinen syttyminen tapahtuu ilmavirtauksen suhteen suihkun alavirran puolella laihan seoksen alueella lähellä ilmakertoimen arvoa $\lambda = 1$. Syttyminen tapahtuu kuvan 1 merkinnöillä kohdassa b ja esisekoituspalaminen tapahtuu välillä b - c [1]. Syttymisen jälkeen palaminen on erittäin nopeaa. Palamista tapahtuu jokaisen yksittäisen suihkun reuna-alueilla, jonne on muodostunut syttymiskelpoinen seos. Palamisen aiheuttama lämmönvapautuminen on varsin nopeaa ja se näkyy sylinteripaineessa selvänä nousuna ja lämmön vapautumisen kuvaajassa korkeana piikkinä. Sylinteris-

sä on tässä vaiheessa varsin heterogeeniset olosuhteen lämpötilan, paineen ja ilmakertoimen osalta. Polttoaineen ruiskutus, pisaroituminen ja haihtuminen jatkuvat esisekoituspalaminen aikana, varsinkin jos polttoaineen ruiskutusta ei ole jaettu osiin. Ilma jatkaa sekoittumista polttoainesuihkuun ja palaneisiin palokaasuihin. Dieselpalamiselle tyypillinen nakkuttava ääni syntyy esisekoituspalamisen aiheuttamasta nopeasta paineen noususta sylinterissä. [1, 2, 3, 4]



Kuva 2 Ilmakertoimen tasa-arvokäyriä polttoainesuihkuissa juuri ennen syttymistä. $\lambda_L \approx 3$ on ilmakerroin laihan seoksen syttymisrajalla [1]

Palaminen jatkuu diffuusiopalamisena eli sekoittumisen ohjaamana palamisena, jolloin palamista ohjaa ilman sekoittuminen polttoaineeseen ja syttymiskelpoisen ilma-polttoaineseoksen syntyminen [1, 2, 3, 4]. Kuvan 1 merkinnöillä diffuusiopalaminen tapahtuu välillä c – d. Polttoaineen pisaroituminen, haihtuminen ja sekoittuminen ilman kanssa ja palamista edeltävät kemialliset reaktiot jatkuvat ruiskutuksen loppumisen jälkeenkin. [1] Lämmönvapautumisen nopeudessa näkyy yleensä toinen huippukohta [4]. Ilman ja polttoaineen sekoittumista tehostaa sylinterissä olevan ilman liike ja turbulenssi. Imukanavien muotoilulla ja imuventtiilien ajoituksilla ja nousuilla voidaan vaikuttaa sylinterin sisäiseen virtauskenttään. Varsin yleisesti suoraruiskutusdieselmootoreissa ilma saatetaan pyörivään liikkeeseen, josta käytetään nimitystä dralli. Toinen varsin merkittävä turbulenssia lisäävä ilmiö sylinterissä on squish-virtaus. Siinä puristustahdin lopussa männän ja sylinterikannen välistä puristuva ilma aiheuttaa voimakkaan pyörteen männässä olevaan palotilaan. Männän liikkuessa yläkuolokohdasta alaspäin syntyy niin sanottu käänteinen squis-virtaus, jolloin männän palotilasta virtaa vastaavasti ilmaa, palokaasuja, palavaa ilma-polttoaineseosta ja polttoainetta männän päälle. Käänteisen squis-virtauksen vaikutus on suurempi isommillä polttoaineannoksilla. Pienillä polttoaineannoksilla suhteellisesti suurempi osuus polttoaineesta ehtii palaa männässä olevassa palotilassa. [1, 2, 3, 4]

Palaminen jatkuu jälkipalamisena työtahdin aikana, jolloin sylinterissä oleva ilma jatkaa sekoittumista palokaasuihin. Kuvan 1 merkinnöillä jälkipalaminen tapahtuu välillä d – e. [1]. Palokaasujen seassa on palamatonta polttoainetta, joka palaa ilman sekoittuessa palokaasuihin. Osa diffuusiopalamisen aikana syntyneestä noesta palaa paisunnan aikana. Paisunnasta johtuva lämpötilan lasku hidastaa palamista. Pakotahdin alkaessa käytännössä lähes kaikki polttoaine on palanut. [1, 2, 3, 4]

Nykyaikaisessa dieselmootorissa polttoaine ruiskutetaan sähköisesti ohjatuilla ruiskutus-suuttimilla. Polttoaineen ruiskutus voidaan jakaa osiin. Varsin yleistä on käyttää esiruiskutusta, jossa ensin ruiskutetaan pieni annos polttoainetta, joka palaa niin sanotulla esisekoituspalamisella. Tällä hallitulla määrällä esisekoituspalamista on huomattava vaikutus moottorin meluun, varsinaisen polttoaineannoksen palamiseen ja päästöihin. [2]

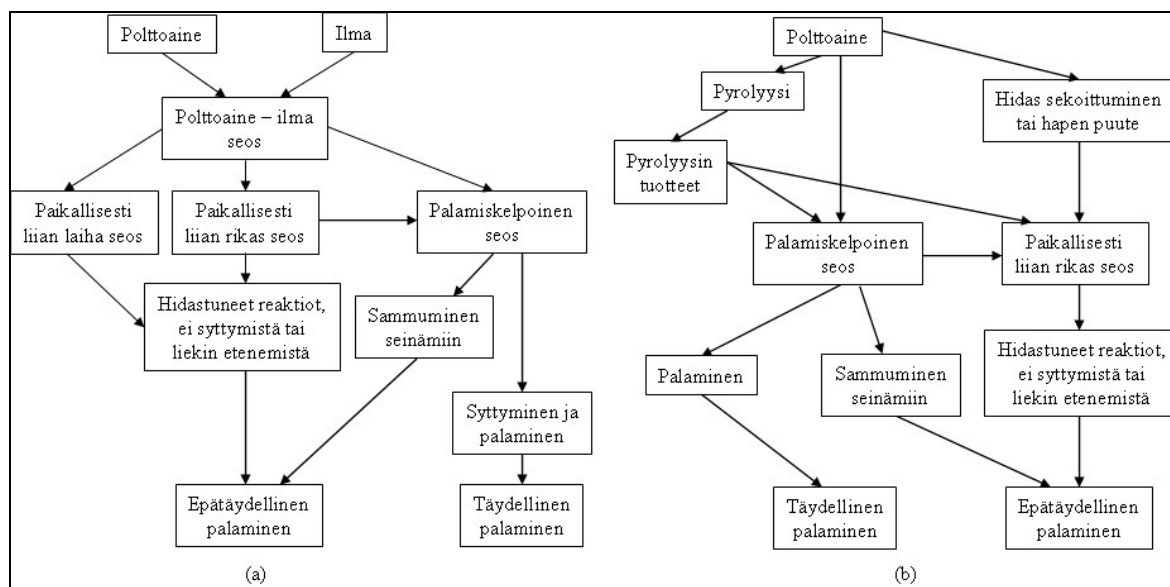
2.2 Dieselmoottorin päästöt

2.2.1 Hiilimonoksidi, CO

Hiilimonoksidia, joka on välivaihe hiilen palaessa hiilidioksidiksi, muodostuu epätäydellisen palamisen seurauksena. Epätäydellistä palamista aiheuttaa hapen puute tai liian matala lämpötila. Polttoaineen ja ilman seos voi olla kokonaisuutena niin polttoainerikas, että happi loppuu ennen kuin polttoaine on palanut kokonaan, jolloin syntyy suuri määrä hiilimonoksidia. Dieselmoottori toimii kuitenkin aina suuremmalla määrällä ilmaa kuin polttoaineen täydellinen palaminen vaatii, joten dieselpalamisen hiilimonoksidipitoisuus on hyvin pieni. [1, 4]

2.2.2 Hiilivedyt, HC

Dieselpalamisessa pakokaasujen hiilivedyistä suurin osa on palamatonta tai osittain palanutta polttoainetta ja osa on peräisin voiteluöljystä. Polttoaineesta peräisin olevat hiilivety-päästöt voivat johtua liian laihaasta tai liian rikkaasta paikallisesta seoksesta, ruiskutuksen loppuvaiheen isoista pisaroista tai ruiskutuspuuttimen rungon ja suuttimen neulan alapuolen väliin jäävästä tilavuudesta. [1, 4] Hiilivety-päästöjen muodostuminen riippuu siitä, missä vaiheessa palamisprosessia polttoaine ruiskutetaan palotilaan. Kuvassa 3 on esitetty kaksi mahdollista reittiä polttoaineperäisten hiilivety-päästöjen muodostumiselle riippuen siitä onko palotilassa palavaa polttoainetta ruiskutuksen aikana vai ei. Ensimmäisessä vaiheessa, tapaus (a), syttymisviiveen aikana ehtii polttoainesuihkun reunoille muodostua liian laiha seoksen alue, joka on esitetty kuvassa 2 viivoitettuna alueena. Toisessa vaiheessa, tapaus (b), syttymisviiveen jälkeen palamisen aikana ruiskutetusta polttoaineesta muodostuu paikallisia liian rikkaita seoksia, jotka johtuvat hapen puutteesta ja hitaasta sekoittumisesta. Toisessa vaiheessa erityisesti ruiskutuksen lopussa hitaammalla nopeudella tulevalle polttoaineelle on suuri merkitys. Lisäksi voi tapahtua ruiskutuksen jälkeen hallitsematon jälkiruiskutus, joka lisää hiilivety-päästöjä. Matalilla kuormilla laiha seoksen tapaus on hallitseva. [1]



Kuva 3 HC-päästöjen muodostumisreitit riippuen polttoaineen ruiskuttamishetkestä suhteessa palamiseen: (a) polttoaine, joka ruiskutetaan syttymisviiveen aikana ja (b) polttoaine, joka ruiskutetaan palamisen aikana [1]

2.2.3 Typen oksidit, NO_x

Typen oksideihin NO_x luetaan kuuluvaksi pakokaasussa olevat typpimonoksidi NO ja typpidioksi NO₂. Typpimonoksidin osuus on noin 70 % - 90 % typenoksideista. Typenoksidien typpi on käytännössä kokonaan peräisin palamisilmasta, koska nykyisissä polttoaineissa typen määrä on varsin vähäinen. Typpimonoksidia muodostuu niin sanotulla Zeldovichin mekanismilla seuraavasti. Kun lämpötila on riittävän korkea, niin ensimmäisessä vaiheessa happi- ja typpimolekyylit reagoivat keskenään muodostaen typpimonoksidia ja typpeä. Reaktiossa jäljelle jäänyt epästabiili typpi atomi reagoi happimolekyylin kanssa muodostaen lisää typpimonoksidia, jolloin jäljelle jää epästabiili happiatomi. [1, 4] Zeldovichin mekanismin reaktiot ovat



Modifioidun Zeldovichin mekanismin mukaan tämä epästabiili happiatomi muodostaa vedyn kanssa OH- radikaalin, joka reagoi edelleen epästabiilin typpi atomin kanssa muodostaen lisää typpimonoksidia, jolloin jäljelle jää vety atomi. [1, 4] Modifioidun Zeldovichin mekanismin reaktio on



Dieselmoottorin pakokaasuissa typpidioksidin osuus typen oksideista on noin 10 % - 30 %. Typpidioksidi syntyy palamisen liekkirintamassa, missä osa typpimonoksidista reagoi esimerkiksi reaktion



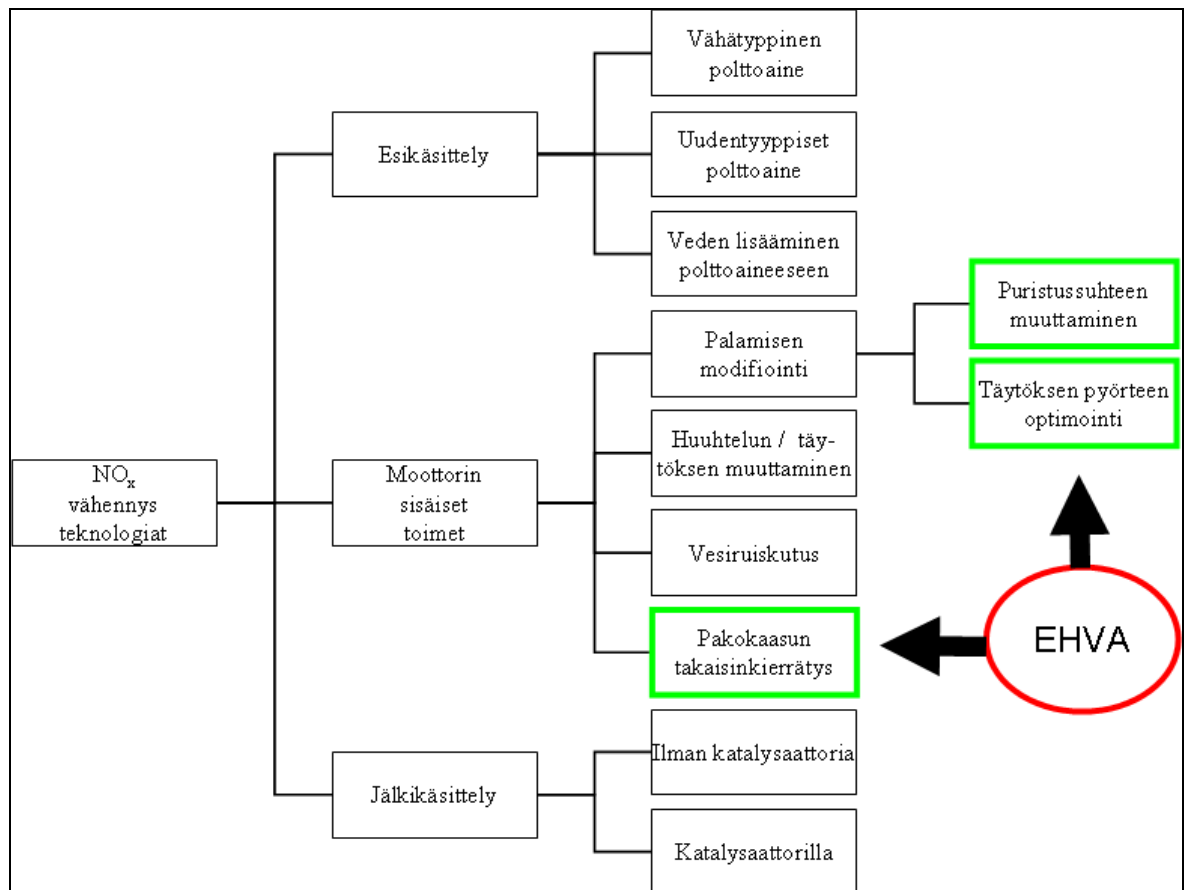
mukaisesti. [1]

Osa typpidioksidista muuttuu takaisin typpimonoksidiksi reaktion



mukaisesti. Typpidioksidia syntyy suhteellisesti eniten matalilla moottorin kuormituksilla, koska silloin sylinterissä olevan ilman sekoittuminen jäähdyttää palaneet kaasut ja pysäyttää typpidioksidin muuttumisen takaisin typpimonoksidiksi. [1]

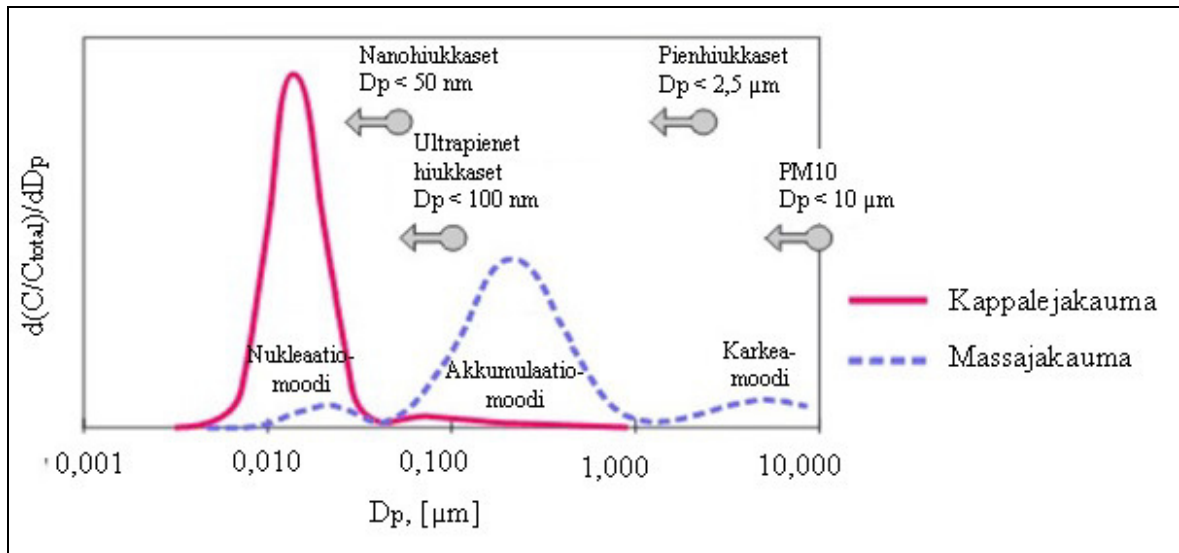
Dieselmoottorin pakokaasujen NO_x-päästöihin voidaan vaikuttaa ennen palamista, palamisen aikana tai palamisen jälkeen. Kuvassa 4 on esitetty erilaisia tekniikoita, joilla NO_x-päästöjä voidaan vähentää. Tekniikat, joita voidaan kontrolloida suoraan EHVA:lla, on kehystetty vihreällä. [5]



Kuva 4 Erilaisia tekniikoita NO_x -päästöjen vähentämiseksi. EHVA:lla voidaan kontrolloida suoraan vihreällä kehystettyjä tekniikoita. [mukailtu 5]

2.2.4 Hiukkaset, PM

Hiukkasiin kuuluvat kaikki mikä laimennetusta pakokaasusta jää tietystä materiaalista tehtyyn suodattimeen, joka on lämpötilassa 52 °C. Hiukkasten koostumus ei ole niin tarkasti määrätty kuten on esimerkiksi kaasumaisten päästöjen. Hiukkaskokojakaumassa on tyypillisesti kolme moodia. Moodit ovat nukleaatio- ja akkumulaatio- ja karkeamoodi. [4, 7] Hiukkaset jaetaan pieniin, ultrapieniin ja nanohiukkasiin aerodynaamisen halkaisijan D_p perusteella. Kuvassa 5 on esitetty eri moodien massoille ja kappalemäärille normalisoidut konsentraatiot ja aerodynaamisen halkaisijan raja-arvot. [7]



Kuva 5 Eri hiukkasmoodien massa- ja kappalejakaumien normalisoidut konsentraatiot ja aerodynaamisen halkaisijan raja-arvot [mukailtu 7]

Hiukkasilla on havaittu olevan ihmiselle terveysvaikutuksia. Hiukkasten terveysvaikutukset lisääntyvät siirryttäessä pienhiukkasista ultrapieniin hiukkasiin ja nanohiukkasiin. Mitä pienempi hiukkanen on, sitä syvemmälle se kulkeutuu hengityksen mukana. [8] Pienimmät hiukkaset voivat imeytyä keuhkoissa suoraan verenkiertoon ja kertyä sitä kautta sisäelimiin [9].

Nukleaatiomoodin hiukkasten halkaisija on $0,003 \mu\text{m} - 0,03 \mu\text{m}$ [6], jolloin pienimmät niistä ovat kokoluokaltaan suurimpien molekyylien kokoisia. Nukleaatiomoodin hiukkasia tutkitaan erittäin intensiivisesti, koska niiden pienen koon vuoksi ne kulkeutuvat hengitysilman mukana syvälle keuhkoihin ja ne ovat terveydelle haitallisia. Ne ovat pääsääntöisesti erittäin epästabiileja haihtuvia yhdisteitä, jotka koostuvat hiilivedyistä ja tiivistyneestä rikkihaposta. Ne muodostuvat kaasumaisista yhdisteistä pakokaasujen lämpötilan laskiessa pakoputkessa ja pakokaasun laimentuessa sekoittuessaan ulkoilmaan. Niiden koostumukseen vaikuttavat huomattavasti niiden laimentuminen ja elinikä. Pieni osa nukleaatiomoodin hiukkasista voi koostua kiinteästä materiaalista, kuten hiilestä tai voiteluöljyperäisestä metallisesta tuhasta. Niiden lukumäärä on erittäin suuri, suuruusluokaltaan 90 % kaikista hiukkasista, mutta kokonaismassa on vain muutama prosentti hiukkasten kokonaismassasta. [4]

Akkumulaatiomoodin hiukkaset ovat kooltaan suurempia. Niiden halkaisija on $0,04 \mu\text{m} - 0,1 \mu\text{m}$ [6]. Ne ovat muodostuneet kiinteiden hiukkasten tarttuessa toisiinsa kiinni. Ne koostuvat suurelta osin hiilestä, johon on tiivistynyt raskaita hiilivetyjakeita. Niissä voi olla myös rikkiyhdisteitä, metallista tuhkaa ja moottorin kulumisesta syntynyttä metallia. Ne muodostavat suurimman osan hiukkasten kokonaismassasta, mutta vain pienen osan hiukkasten kokonaismäärästä. [4]

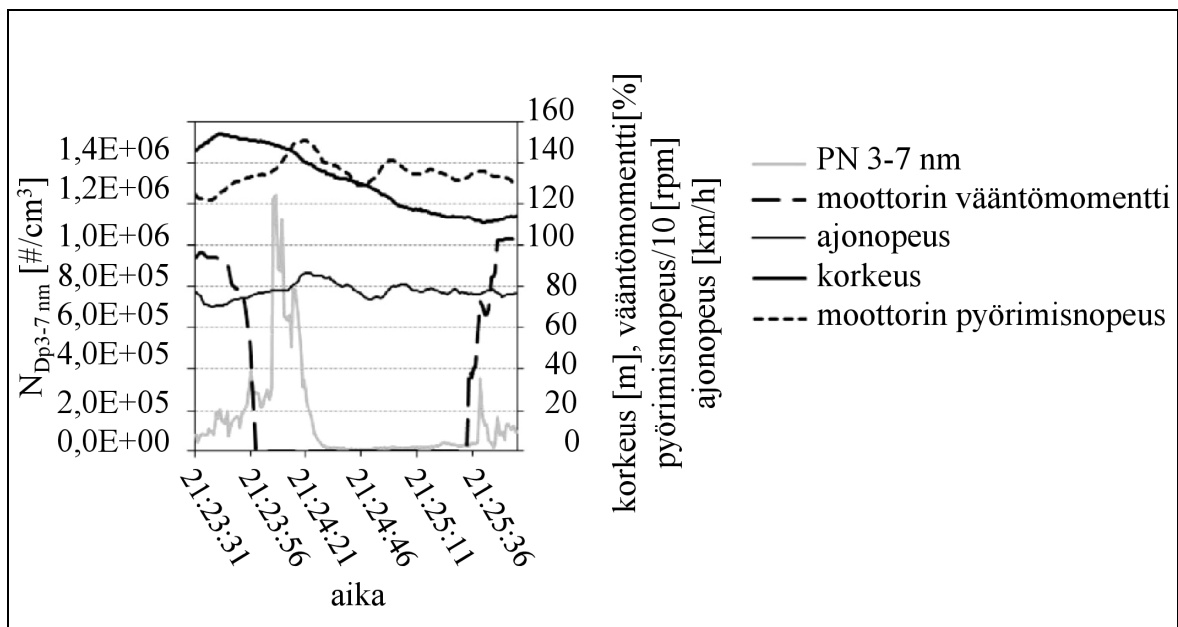
Karkean moodin hiukkasia ei synny dieselpalamisen yhteydessä vaan ne ovat peräisin pääsääntöisesti moottorissa olevasta karstasta. Karkean moodin hiukkasilla ei ole juurikaan terveysvaikutuksia. Niiden kertymisestä venttiilin ja istukan väliin seuraa vuoto, joka voi olla merkittävä moottorin HC-päästöjen lähde. [7]

Hiukkaset jaetaan perinteisesti kolmeen osaan [4], jotka ovat

- kiinteät hiukkaset, joihin kuuluvat hiili ja tuhka
- liukenevat orgaaniset hiukkaset, jotka ovat peräisin joko polttoaineesta tai voiteluöljystä
- rikki-peräiset yhdisteet

Palamisen aikana syntyy ja palotilassa esiintyy pääosin hiiliperäisiä kiinteitä hiukkasia, jotka ovat sekä nukleatio- että akkumulaatiomoodisia. Lisäksi esiintyy metallista tuhkaa. Hiukkasten fysikaaliset ja kemialliset ominaisuudet muuttuvat huomattavasti pakokaasun jäähtyessä ja laimentuessa ulkoilmaan. Raskaat hiilivedyt kondensoituvat tai absorboituvat kiinteiden hiukkasten pinnalle muodostaen liukenevia hiukkasia. Jos pakokaasussa ei ole riittävästi kiinteitä hiukkasia, joihin hiilivedyt kondensoituvat, niin hiilivedyt voivat tiivistyä haihtuviksi nestemäisiksi hiukkasiksi. Moottorin päästöjä mitattaessa nämä hiukkaset voivat tulla teoriassa mitatuksi kahteen kertaan, kerran hiukkasina ja toisen kerran kaasumaisina hiilivety-päästöinä. Rikki-peräiset hiukkaset ovat peräisin polttoaineen rikkipitoisuudesta. [4]

Eräs dieselmootorin hiukkaspäästöjen ilmiö liittyy moottorijarrutustilanteeseen. Moottorijarrutuksen alkaessa tapahtuu hiukkaskokojakaumassa muutoksia. Kuvassa 6 on esimerkki tilanteesta, jossa rekka-auto ajaa ylämäkeen täyskaasulla. Alamaässä alkaa moottorijarrutus ja hetken päästä 3 – 7 nm hiukkasten lukumäärässä tapahtuu lisääntyminen. Hiukkasia tulee hetken aikaa, noin puolen minuutin ajan valtavasti kunnes niiden lukumäärä romahtaa käytännössä nolleen. Tässä ilmiössä syntyvät hiukkaset ovat pääsääntöisesti peräisin voiteluöljystä. Moottorijarrutuksen alkaessa sekä mäntä että sylinterin ja kannen seinämät ovat kuumia johtuen korkeasta moottorin kuormituksesta, jolloin voiteluöljyä haihtuu sylinterin seinämltä. Moottorijarrutuksen kestäessä riittävän kauan jäähtyvät mäntä, kansi ja sylinterin seinämät, jolloin voiteluöljyn haihtuminen loppuu. [6]



Kuva 6 3-7 nm hiukkasten lukumäärä rekka-auton moottorijarrutuksessa alamaässä [6]

3 Päästömääräykset

3.1 Yleistä

Polttomootoreiden päästöistä hiilimonoksidi (CO), hiilivedyt (HC), typen oksidit (NO_x) ja pienhiukkaset (PM) saastuttavat merkittävästi ilmakehää. EU:n päästömääräyksillä on tarkoitus progressiivisesti vähentää päästöjä ja poistaa käytöstä eniten saastuttavilla moottoreilla varustettuja laitteita. Päästömääräyksien on tarkoitus olla hyväksi liiketoiminnalle ja ympäristölle. Niillä sekä suojellaan ympäristöä ja EU-kansalaisten terveyttä että parannetaan ilman laatua. Lisäksi niillä myös estetään EU:n sisämarkkinoiden hajaantuminen ja vääristyminen sekä estetään halpojen päästömääräyksiä täyttämättömien moottorien pääsy markkinoille ja siitä johtuva epäreilu kilpailu. [10]

Seuraavassa käydään hieman EU:n liikkuvien työkoneiden päästömääräyksiä läpi. Muista päästömääräyksistä otetaan esille vain autojen CO₂-määräykset, joilla on jo ollut ja tulevaisuudessa tulee olemaan varsin huomattava vaikutus ajoneuvojen voimanlähteisiin.

3.2 Liikkuvien työkoneiden päästömääräykset EU:ssa

Liikkuvalla työkoneella tarkoitetaan kaikkia korilla varustettuja tai korittomia, pyörällisiä tai pyörättömiä liikkuvia koneita, siirrettäviä laitteita tai ajoneuvoja, joita ei ole tarkoitettu matkustajien tai tavaroiden kuljetukseen tieliikenteessä. Liikkuvalla työkoneella tarkoitetaan myös sellaisten ajoneuvojen, jotka on tarkoitettu matkustajien tai tavaroiden kuljetukseen tieliikenteessä, alustaan asennettuja koneita. [10]

Liikkuvien työkoneiden Euroopan päästömääräykset tunnetaan EURO I – Euro V päästömääräyksinä. Ensimmäiset kaksi vaihetta eli EURO I ja II määriteltiin Euroopan Unionin direktiivissä 97/68/EY, joka rajattiin koskemaan ainoastaan puristussytytys- eli dieselmootoreita [11]. EURO III vaiheessa on kaksi porrasta, jotka ovat EURO IIIA ja EURO IIIB. EURO III ja EURO IV vaiheet määriteltiin Euroopan unionin direktiivissä 2004/26/EY [12]. EURO V vaihe määriteltiin Euroopan unionin asetuksella (EU) 2016/1628 [10]. Liikkuvien työkoneiden kipinäsytytys- eli ottomoottorien päästömääräykset määriteltiin ensimmäisen kerran Euroopan unionin direktiivissä 2002/88/EY. Määräykset tulivat voimaan kahdessa vaiheessa. [13]

Päästömääräyksissä määrätään dieselmoottorin suurimmat sallitut CO-, HC-, NO_x- ja hiukkaspäästöt. Vaiheessa V osassa moottoriluokkia hiukkaspäästöistä eritellään vielä erikseen sekä massamääräiset päästöt (PM) ja kappalemääräiset päästöt (PN). Osassa moottoriluokkia HC- ja NO_x-päästöille on yhdistetty arvo. Lisäksi HC- ja NO_x-päästörajoihin vaikuttaa se, että käyttääkö moottori osittain tai kokonaan kaasua polttoaineena. [10, 11, 12] Taulukoon 1 on koottu työkoneiden dieselmoottoreiden eri vaiheiden Euroopan päästömääräykset [10, 11, 12, 13]. Vaiheen V määräyksissä on eriteltynä erilaisia moottoriluokkia ja niiden alaluokkia huomattavasti enemmän kuin taulukossa on näytetty. Taulukkoon on otettu mukaan selvyiden vuoksi pienistä moottoreista vain dieselkäyttöiset moottorit.

Kokonaan tai osittain kaasua käytävälle moottoreille HC-rajaa riippuu kertoimesta A ja se lasketaan yhtälöllä [10]

$$HC = 0,19 + (1,5 \times A \times GER), \quad (1)$$

jossa

A = moottoriluokasta riippuva kerroin [-]

GER = keskimääräinen kaasunergiasuhde testisyklin aikana [-]

Kaasumoottorien HC-raja on kuitenkin enintään $0,19 + A$, vaikka yhtälöllä 1 laskettu arvo olisikin suurempi. Suurin HC- päästön raja saavutetaan kaasun energian osuuden ollessa GER = 66,67 %. Samalla niissä moottoriluokissa, joissa on käytössä yhdistetty raja-arvo HC- ja NOx- päästöille, raja-arvoa pienennetään $0,19 \text{ g/kWh}$ ja sitä sovelletaan vain NOx- päästöille. [10]

Taulukko 1 kooste päästömääräykset off-road kulkuneuvoille [10, 11, 12, 13]

Luokka	sytytystapa	Nettoteho	Pvm.	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
		kW		g/kWh					1/kWh
Vaihe I									
A	CI	130 ≤ P ≤ 560	1.1.1999	5	1,3	-	9,2	0,54	-
B	CI	75 ≤ P < 130	1.1.1999	5	1,3	-	9,2	0,7	-
C	CI	37 ≤ P < 75	1.4.1999	6,5	1,3	-	9,2	0,85	-
Vaihe II									
E	CI	130 ≤ P ≤ 560	1.1.2002 *	3,5	1	-	6	0,2	-
F	CI	75 ≤ P < 130	1.1.2003 *	5	1	-	6	0,3	-
G	CI	37 ≤ P < 75	1.1.2004 *	5	1,3	-	7	0,4	-
D	CI	18 ≤ P < 37	1.1.2001 *	5,5	1,5	-	8	0,8	-
Vaihe III A									
H	CI	130 ≤ P ≤ 560	1.1.2006 †	3,5	-	4	-	0,2	-
I	CI	75 ≤ P < 130	1.1.2007 †	5	-	4	-	0,3	-
J	CI	37 ≤ P < 75	1.1.2008 †	5	-	4,7	-	0,4	-
K	CI	19 ≤ P < 37	1.1.2007 †	5,5	-	7,5	-	0,6	-
Vaihe III B									
L	CI	130 ≤ P ≤ 560	1.1.2011	3,5	0,19	-	2	0,025	-
M	CI	75 ≤ P < 130	1.1.2012	5	0,19	-	3,3	0,025	-
N	CI	56 ≤ P < 75	1.1.2012	5	0,19	-	3,3	0,025	-
P	CI	37 ≤ P < 56	1.1.2013	5	-	4,7	-	0,025	-
Vaihe IV									
Q	CI	130 ≤ P ≤ 560	1.1.2014	3,5	0,19	-	0,4	0,025	-
R	CI	56 ≤ P < 130	1.1.2014	5	0,19	-	0,4	0,025	-
Vaihe V									
NRE-v/c-1	CI	P < 8	1.1.2019	8	-	7,50 ^{a,c}	-	0.40 ^b	-
NRE-v/c-2	CI	8 ≤ P < 19	1.1.2019	6,6	-	7,50 ^{a,c}	-	0,4	-
NRE-v/c-3	CI	19 ≤ P < 37	1.1.2019	5	-	4,70 ^{a,c}	-	0,015	1×10 ¹²
NRE-v/c-4	CI	37 ≤ P < 56	1.1.2019	5	-	4.70 ^{a,c}	-	0,015	1×10 ¹²
NRE-v/c-5	kaikki	56 ≤ P < 130	1.1.2020	5	0,19 ^c	-	0,4	0,015	1×10 ¹²
NRE-v/c-6	kaikki	130 ≤ P ≤ 560	1.1.2019	3,5	0,19 ^c	-	0,4	0,015	1×10 ¹²
NRE-v/c-7	kaikki	P > 560	1.1.2019	3,5	0,19 ^d	-	3,5	0,045	-

* Vaiheen II rajat koskevat myös vakionopeusmoottoreita 1.1.2007 alkaen
† Päivämäärät vakionopeusmoottorille ovat: 1.1.2011 luokille H, I ja K; 1.1.2012 luokalle J.
a HC+NOx
b 0.60 käsikäynnisteiselle ilmajäähdytteiselle suoraruiskutusmoottorille
c A = 1.10 kaasumoottorille
d A = 6.00 kaasumoottorille

Vaiheen I päästörajoihin piti päästä ilman pakokaasujen jälkikäsittelyä [11]. Vaiheen III PM- päästörajan oletettiin olevan niin vaativa, että moottorit olisi pitänyt varustaa hiukkassuodattimille, mutta käytännössä huomattava osa moottoreista alitti päästörajan ilman hiukkassuodatinta. Tämän mahdollisti sylinterin sisäisen palamisen parempi hallinta. Vaiheen IV NOx- päästöraja oli niin tiukka, että moottoriin oli käytännössä pakko asentaa NOx- päästöjen jälkikäsittelylaite, joka on varsin yleisesti ureaa käyttävä SCR- katalysaattori. [14]

Pelkkä päästörajojen alittaminen moottoria tyyppihyväksytettäessä ei riitä. Moottorin on myös täytettävä päästömääräykset tietyn ajanjakson, päästökestojakson ajan. Riippuen moottoriluokasta päästökestojakso vaihtelee. Taulukossa 2 on esimerkkinä vaiheen V luokan NRE alaluokkien päästökestojaikot tunteina. [10]

Taulukko 2 V-vaiheen luokan NRE alaluokkien päästökestojaikot tunteina [10]

Luokka	Sytytys- tyyppi	Käynti- nopeus	Tehoalue (kW)	Alaluokka	päästökesto- jakso (tuntia)
NRE	Puristusytytys	Vaihtuva	$0 < P < 8$	NRE-v-1	3000
	Puristusytytys		$8 \leq P < 19$	NRE-v-2	
	Puristusytytys		$19 \leq P < 37$	NRE-v-3	5000
	Puristusytytys		$37 \leq P < 56$	NRE-v-4	
	Kaikki		$56 \leq P < 130$	NRE-v-5	
	Kaikki		$130 \leq P < 560$	NRE-v-6	
	Kaikki		$P > 560$	NRE-v-7	8000
	Puristusytytys	Vakio	$0 < P < 8$	NRE-c-1	
	Puristusytytys		$8 \leq P < 19$	NRE-c-2	
	Puristusytytys		$19 \leq P < 37$	NRE-c-3	
	Puristusytytys		$37 \leq P < 56$	NRE-c-4	
	Kaikki		$56 \leq P < 130$	NRE-c-5	
	Kaikki		$130 \leq P < 560$	NRE-c-6	
	Kaikki		$P > 560$	NRE-c-7	

3.3 Tieliikenteen CO₂ päästöjen rajoittaminen

3.3.1 Vapaaehtoinen sopimus

Tieliikenteen päästöjä rajoitetaan omilla päästömääräyksillä. Tieliikenteen päästöistä rajoitetaan HC-, CO-, NO_x- ja PM- päästöjen lisäksi myös hiilidioksidi- eli CO₂- päästöjä.

Ensimmäisessä vaiheessa CO₂- päästöjen rajoittaminen perustui EU:n ja Euroopan (ACEA)¹, Japanin (JAMA)² ja Korean (KAMA)³ autonvalmistajien yhdistysten välisiin vapaaehtoihin sopimuksiin. Edellä mainittujen yhdistysten jäsenyritykset myyvät noin 90 % Euroopassa myydyistä autoista. [15]

Esimerkiksi ACEA ja EU sopivat vuonna 1998 vapaaehtoisesta CO₂- päästöjen vähentämisestä. Sopimuksessa sovittiin Euroopassa valmistettujen ja Eurooppaan tuotujen autojen keskimääräisestä CO₂- päästöjen tavoitteesta. Sopimuksen pääkohdat olivat seuraavat [15]:

- CO₂- päästöjen tavoite 140 g/km vuoteen 2008 mennessä
- CO₂-päästöjen välitavoitteena oli 165 – 170 g/km vuoteen 2003 mennessä
- mahdollisuus jatkaa sopimusta CO₂- päästöjen tavoitteena 120 g/km vuoteen 2012 mennessä
- jokainen ACEA:aan kuuluva autonvalmistaja tuo vuoteen 2000 mennessä markkinoille automalleja, joiden CO₂- päästöt ovat alle 120 g/km

EU:n sopimukset JAMA:n ja KAMA:n kanssa olivat pääpiirteissä vastaavat kuin ACEA:n sopimus [15]

Sopimusten tavoitteena oli, että autonvalmistajien kaikkien autojen keskimääräinen polttoaineenkulutus olisi bensiinikäyttöisillä autoilla noin 5,8 l/100 km ja dieselikäyttöisillä autoilla vastaavasti noin 5,25 l/100 km. Sopimukset lisäsivät varsin huomattavasti dieselautojen myyntiä Euroopassa, koska dieselmoottorin hyötysuhde on selvästi parempi kuin ottomoottorin, jolloin pienempään polttoaineen kulutukseen on helpompi päästä. [15] Kaikki autonvalmistajien yhdistykset ylsivät omiin välitavoitteisiinsa, mutta yksikään ei yltänyt varsinaiseen tavoitteeseensa [16].

3.3.2 EU:n määräykset henkilöautojen CO₂- päästörajoiksi

EU päätti vuonna 2009 asetuksella N:o 443/2009 (EY) pakolliset CO₂- päästötavoitteet, jotka olivat autonvalmistajakohtaiset. Autonvalmistajilla on mahdollisuus muodostaa yhteenliittymiä yltääkseen päästötavoitteisiinsa. Tavoitteeksi määrättiin seuraavat CO₂- rajat [16, 17]:

- vuoteen 2015 mennessä autonvalmistajan keskimääräinen CO₂- päästöraja 130 g/km ajoneuvoteknologian kautta ja lisäksi 10 g/km lisärajoite käyttämällä muita menetelmiä kuten esimerkiksi biopolttoaineita.

¹ACEA: BMW, DaimlerChrysler, Fiat, Ford, Porsche, PSA Peugeot Citroën, Renault ja VW Group

²JAMA: Daihatsu, Honda, Isuzu, Mazda, Mitsubishi, Nissan, Subaru, Suzuki ja Toyota

³KAMA: Daewoo, Hynday, Kia ja Sangyong

Vuonna 2014 EU päätti uusista CO₂- päästötavoitteista asetuksella (EU) N:o 333/2014, jossa uudet CO₂- tavoitteet ovat [16,18]:

- keskimääräinen CO₂- päästöraja 95 g/km, johon autonvalmistajan vuonna 2020 valmistamista autoista 95 % pitää yltää ja vuoteen 2021 mennessä 100 % autoista

Keskimääräistä CO₂-päästöä laskettaessa erittäin vähäpäästöiset automallit (alle 50 g/km CO₂) tuottavat superbonuksia, jolloin vähäpäästöinen auto vastaa useampaa normaalia autoa laskettaessa keskimääräistä kulutusta [17, 18]. Lisäksi keskimääräisen kulutuksen laskentaan huomioon otettavien autojen osuus kasvaa vuosittain [18]. Päästötavoitteisiin yltämättömyydestä on seurauksena progressiivisesti nouseva liikapäästömaksu [17].

Autonvalmistajan tai laitetoimittajan on mahdollista hakea hiilidioksidisäästöjä tuottavan innovatiivisen teknologian huomioonottamista. Näiden teknologioiden osuus autonvalmistajan päästötavoitteen alentumiseen voi kuitenkin olla korkeintaan 7 g CO₂/km. [17] Esimerkki tällaisesta innovatiivisesta teknologiasta on Porschen hakemus rullaustoiminnon hyväksymisestä innovatiiviseksi teknologiaksi. Rullaustoiminnossa on älykäs vaihdelaatikon automaattinen ohjausjärjestelmä, joka auton rullatessa vapauttaa kytkimen, jolloin moottori käy tyhjäkäyntiä ja kaikki auton liike- ja potentiaalienergia käytetään ajovastusten voittamiseen. [19]

3.4 Dieselmoottorien tulevaisuus päästömääräyksien valossa

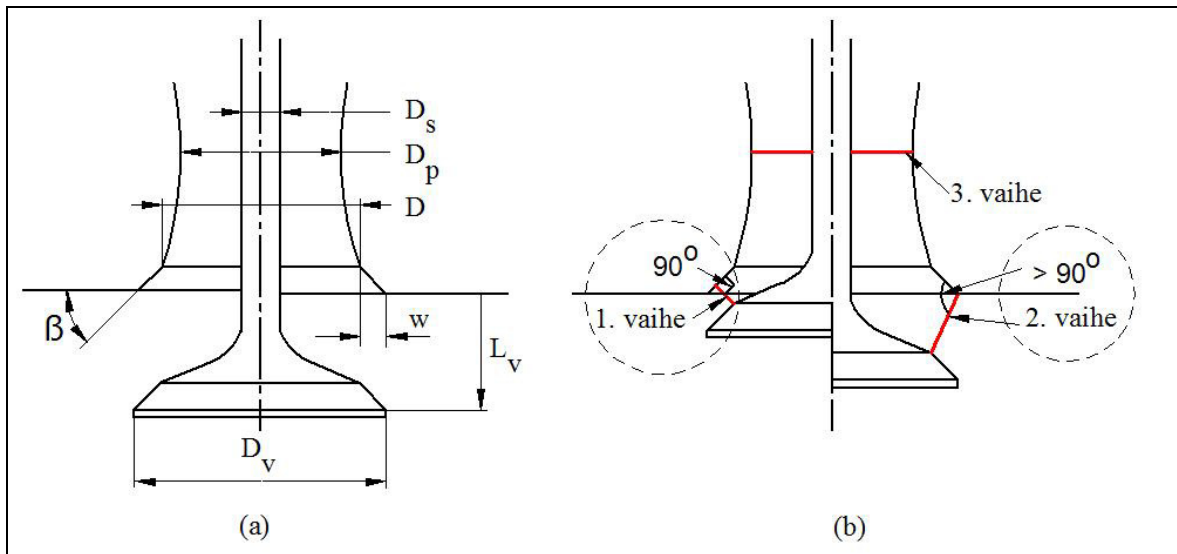
Vuonna 2021 täysimääräisenä voimaantuleva CO₂- päästöjen rajoitus yhdessä vaativien ja kalliiden pakokaasun jälkikäsittelylaitteiden kanssa on johtamassa tilanteeseen, jossa auton valmistajat harkitsevat dieselmoottorien valmistamisesta luopumista. Esimerkiksi Volvo arvioi, että vuoden 2020 jälkeen pelkällä diesel- moottorilla varustetut autot poistuvat heiltä tuotannosta. Tulevaisuus on heidän mukaan sähköautoissa.[20]. Toyotan mukaan kaikki heidän valmistamat autot ovat nollapäästöautoja vuonna 2050, mikä tarkoittaa käytännössä sähkö- tai polttokennoautoja [21]. Ottomoottorin hyötysuhteen selvä parantuminen ja erilaisten hybridivoimanlähteiden, joissa on sekä polttomoottori että sähkömoottori, yleistymisen ovat johtaneet siihen, että dieselmoottorilla ei ole tulevaisuudessa niin suurta merkitystä CO₂- päästörajoihin pääsemiseksi.

Vaikka dieselmoottorin tulevaisuus näyttää synkältä autojen moottorina, niin sillä tulee olemaan paikkansa raskaan kaluston, työkonoiden, laivojen ja veturien voimanlähteenä. Tämä johtuu yksinkertaisesti siitä, että dieselmoottorin hyötysuhde ja polttoainetalous ovat hyviä.

4 Kaasunvaihto, venttiiliajoitukset

4-tahtisen mäntämoottorin kaasunvaihtoa kontrolloidaan venttiileillä. Yksinkertaisimmillaan riittää yksi imuventtiili ja yksi pakoverventtiili, joiden ajoitukset ovat kiinteät. Nokka-akseli voi olla sijoitettuna joko sylinterilohkoon tai sylinterikanteen. Diesel-moottoreissa yleisin käytössä oleva venttiilityyppi on lautasventtiili. Kiinteillä venttiiliajoituksilla toimiva nokka-akselikäyttöinen venttiilikoneisto on ollut käytössä varsin pitkään. Yksinkertaiseen venttiilikoneistoon kuuluvat venttiilit jousineen, nokka-akseli, keinuivut ja työntötangot.

4.1 Virtaus lautasventtiilin yli



Kuva 7 Lautasventtiilin päämitat (a) ja hetkellisen virtauspinta-alan minimini esiintymiskohdat eri vaiheissa [mukailtu 1]

Kuvassa 7 a-kohdassa on esitetty lautasventtiilin ja istukkarenkaan päämitat, jotka ovat [1]

- D_v on venttiililautasen halkaisija [m]
- D on istukkarenkaan sisähalkaisija [m]
- D_p on kanavan minimihalkaisija [m]
- D_s on venttiilivarren halkaisija [m]
- w on istukkarenkaan leveys [m]
- β on istukkakulma [$^\circ$]

Hetkellinen virtauspinta-ala riippuu venttiilinnoususta ja venttiililautasen, virtauskanavan ja venttiilivarren geometriasta. Virtauspinta-alan hetkellisen minimikohdan paikka vaihtuu venttiilinnousun mukaan.

Kuvassa 7 b-kohdassa on esitetty virtauksen minimipinta-alan esiintymiskohdat eri vaiheissa. Pienillä venttiilinnousuilla pienin virtauspinta-ala on istukan ja venttiililautasen väliin jäävässä kartiomaaisessa pinnassa, joka on kohtisuorassa istukkapintaa kohti. Ensimmäisen vaiheen hetkellinen virtausala A_m ja venttiilinnousuehto lasketaan yhtälöllä. [1]

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right), \quad (6)$$

ehdolla

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} > L_v > 0,$$

Toisessa vaiheessa virtauksen minimipinta-ala on edelleenkin venttiililautasen ja istukkarenkaan väliin jäävässä kartiomaisessa pinnassa, joka ei ole enää kohtisuorassa istukkapintaa vasten. Toisen vaiheen hetkellinen virtausala A_m ja venttiilinousuehto lasketaan yhtälöllä. [1]

$$A_m = \pi D_m \sqrt{(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2}, \quad (7)$$

ehdolla

$$\sqrt{\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$$

Kolmannessa vaiheessa virtauksen minimipinta-ala ei esiinny enää venttiililautasen ja istukkarenkaan välissä, vaan kapeimmassa kohdassa kanavassa. Kolmannen vaiheen hetkellinen virtausala A_m ja venttiilinousuehto lasketaan yhtälöllä. [1]

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2), \quad (8)$$

ehdolla

$$L_v > \sqrt{\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2} + w \tan \beta$$

Massavirta lautasventtiilin yli lasketaan käyttämällä puristuvan kaasuvirtauksen kaavoja. Kuristumattomalle virtaukselle massavirta lasketaan käyttämällä yhtälöä [1]

$$\dot{m} = \frac{C_d A_R p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}, \quad (9)$$

jossa

C_d on virtauskerroin [-]

A_R on referenssipinta-ala [m^2]

p_0 on paine ennen venttiiliä [Pa]

p_T on paine venttiilin jälkeen [Pa]

R on kaasuvakio [J/(mol K)]

T_0 on lämpötila ennen venttiiliä [K]

γ on kokonaispuristuvuuskerroin [-]

Virtausnopeuden saavuttaessa äänennopeuden eli kuristuneen virtauksen massavirta lasketaan yhtälöllä [1]

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (10)$$

Se, onko virtaus kuristunut, tarkistetaan yhtälöllä [1]

$$\frac{p_T}{p_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (11)$$

Edellisissä yhtälöissä imuventtiilissä p_0 on imusarjan paine ja p_T on sylinteripaine. Pakoventtiilissä p_0 on sylinteripaine ja p_T on paine pakosarjassa [1].

Tehollinen virtauspinta-ala A_E lasketaan yhtälöllä [1]

$$A_E = C_D A_R, \quad (12)$$

Tehollisen virtauspinta-alan arvo riippuu referenssipinta-alan valitsemisesta. Referenssipinta-alaksi voidaan valita esimerkiksi venttiililautasen pinta-ala, imukanavan pinta-ala, verhopinnan pinta-ala tai geometrinen pinta-ala laskettuna yhtälöillä (13), (14) ja (15) [1].

venttiililautasen pinta-ala lasketaan yhtälöllä

$$A_v = \frac{\pi D_v^2}{4} \quad (13)$$

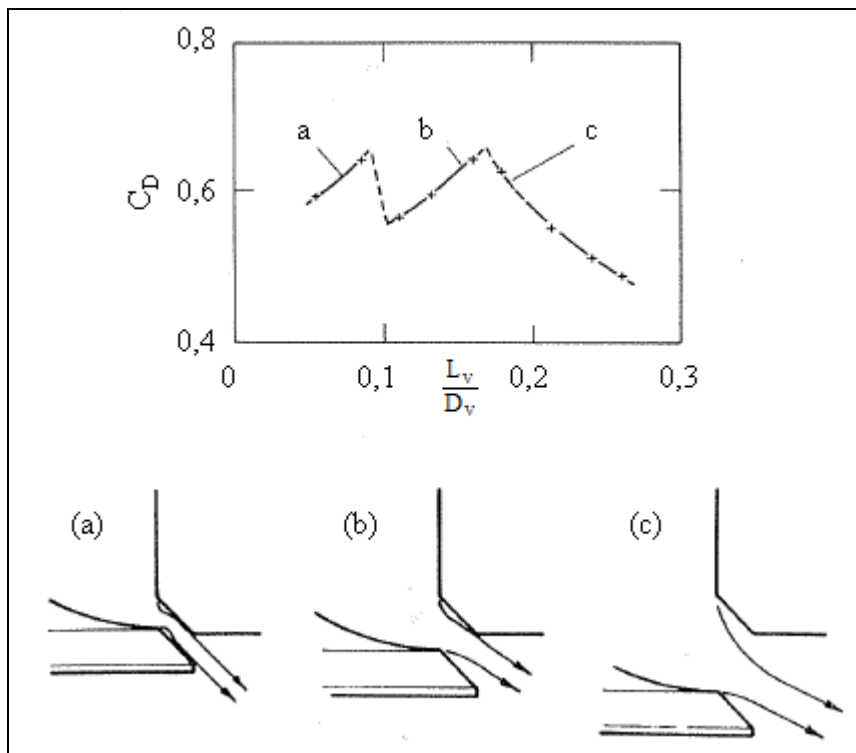
kanavan pinta-ala lasketaan yhtälöllä

$$A_p = \frac{\pi D_p^2}{4} \quad (14)$$

verhopinnan ala lasketaan yhtälöllä

$$A_C = \pi D_v L_v \quad (15)$$

Geometrisen pinta-alan käyttö on varsin perusteltu, mutta verhopinnan alan käyttö on yleistä, koska sen laskeminen on yksinkertaista. Kuvassa 8 on esitetty tyypillinen imuventtiilin virtauskerroin C_D eri vaiheissa venttiilin nousun L_v funktiona mitattuna virtauskoepenissä tasaisella virtauksella. [1] Kuvasta nähdään, että virtauskerroin ei ole vakio edes suurilla venttiilinousuilla, vaikka virtauspinta-alan minimi arvo on vakio. Ensimmäisessä vaiheessa virtauskerroin paranee venttiilin nousun lisääntyessä. Siirryttäessä ensimmäisestä vaiheesta toiseen tapahtuu virtauskertoisessa selvä huononeminen, mutta venttiilinousun lisääntyessä jälleen virtauskerroin paranee. Kolmannessa vaiheessa virtauskerroin alkaa jälleen huonontua.



Kuva 8 Virtauskerroin C_D venttiilin nousun funktiona ja virtauksen muoto eri vaiheissa venttiilin nousua [1]

4.2 Dieselmoottorin venttiiliajoitukset

4.2.1 Kiinteät venttiiliajoitukset

Dieselmoottorin venttiiliajoitukset ovat varsin yleisesti kiinteät. Pakoventtiili avataan työtahdin lopussa ennen alakuolokohtaa ja suljetaan imutahdin alussa yläkuolokohtaan jälkeen. Imuventtiili avataan pakotahdin lopussa ennen yläkuolokohtaa ja suljetaan puristustahdin alussa alakuolokohtaan jälkeen. [1] Venttiilien ristiinmenolla, jolloin imu- ja pakoventtiili on samaan aikaan auki, on suuri merkitys palotilan huuhteluun. Venttiilien avaamis- ja sulkemisajoitukset vaihtelevat hieman sovelluskohteesta riippuen. Taulukossa 3 on esimerkkinä ahdetun keskinopean dieselmoottorin tilastollisia venttiiliajoituksia. [22]

Taulukko 3 Keskinopean dieselmoottorin tilastollisia venttiilien ajoituksia [22]

venttiili	avautuminen	sulkeutuminen
pakoventtiili	45...60 °kk eakk	55...70 °kk jykk
imuventtiili	50...75 °kk eykk	20...45 °kk jakk

4.2.2 Muuttuvat venttiiliajoitukset

Erilaisia muuttuvia venttiiliajoitusjärjestelmiä on ollut tuotannossa varsinkin autokokoluokan ottomootoreissa useita vuosia. Suurin yksittäinen syy muuttuviin venttiiliajoituksiin on ollut pumppaushäviön pienentäminen. Yleisimmät järjestelmät ovat [23]

1. ajoitusjärjestelmät
2. profiilinvaihtojärjestelmät

3. hukkaliikejärjestelmät
4. sylinterin deaktivointi järjestelmät
5. mekaaniset venttiilinnousu- ja ajoitusjärjestelmät
6. nokattomat sähköhydrauliset järjestelmät
7. nokattomat sähkömagneettiset järjestelmät

Muuttuvilla venttiiliajoituksilla ja -nousuilla voidaan vaikuttaa moottorin tuottamaan tehoon, vääntömomenttiin, polttoainetalouteen ja pakokaasupäästöihin. Lisäksi kulkuneuvokäytössä on mahdollista tehostaa moottorijarrutusta [23]. Lähteessä [23] on käyty erilaisia järjestelmiä tarkemmin läpi.

Osalla järjestelmiä on mahdollista käyttää uusia matalan lämpötilan prosesseja kuten esimerkiksi homogeenisen seoksen sytyttäminen puristussytytyksellä (Homogeneous Charge Compression Ignition eli HCCI). Tällöin kyseeseen tulevat käytännössä vain nokattomat sähköhydrauliset ja -magneettiset järjestelmät. [23]

Muuttuvien venttiiliajoitusten tutkiminen dieselmootoreissa on keskittynyt volymetrinen hyötysuhteen parantamiseen muuttamalla imuventtiilin sulkeutumisen ajoitusta. Dieselmootoreissa yleistyneet turboahtimet välijäähdytyksen kanssa, sähköisesti ohjattu polttoaineen yhteispaineruiskutus, ulkoinen pakokaasun takaisinkierätyks ja useaan osaan jaettu polttoaineen ruiskutusannos ovat vähentäneet tarvetta ottaa käyttöön muuttuvia venttiiliajoituksia dieselmootoreissa. Lisäksi muuttuvan venttiilikoneiston monimutkaisuus verrattuna perinteiseen venttiilikoneistoon on hidastanut sen käyttöönottoa. [24]

Kiinnostus muuttuvien venttiiliajoitusten käyttämiseen dieselmootorien pakokaasupäästöjen vähentämisessä on lisääntynyt. Suurimpana syynä tähän on kiristyneet päästömääräykset ja kalliit pakokaasujen jälkikäsitteilylaitteistot. Esimerkiksi typenoksidipäästöjä voidaan vähentää käyttämällä Miller-työkiertoa tai pakokaasujen takaisinkierätyksiä. Kumpikin voidaan toteuttaa käyttämällä muuttuvia venttiiliajoituksia.

Ralph Miller kehitti työkierron, jossa moottorin tehollinen puristusisku on lyhyempi kuin työisku, jolloin palamiskaasut paisuvat suurempaan tilavuuteen ja moottorin tuottama työ on siten suurempi [25]. Miller-työkiertoa voidaan käyttää dieselmootorissa typenoksidien vähentämiseen. Dieselmootorin sylinterin täytöksen eli käytännössä paineen sylinterissä imutahdin lopussa, täytyy olla riittävän korkea, jotta puristustahdin lopussa lämpötila sylinterissä on tarpeeksi korkea polttoaineen syttymiselle. Jos tehollista puristussuhdetta pienennetään sulkemalla imuventtiili ennen alakuoloa, niin on mahdollista, että lämpötila puristustahdin lopussa jää liian matalaksi, jotta polttoaine voisi syttyä. Tätä voidaan kompensoida nostamalla ahtopainetta ja pitämällä ahtoilman lämpötila samana tai jopa matalampana kuin tavanomaisilla venttiilijärjestelmissä, jolloin paine puristuksen alkaessa on riittävän suuri. Samalla kuitenkin lämpötila puristuksen alussa on matalampi, joten puristuksen lopussa loppulämpötila jää matalammaksi kuin tavanomaisessa diesel-työkierron. Tästä seuraa myös matalampi lämpötilataso palamisen aikana, joten typenoksidien muodostuminen vähenee samalla. Miller-työkierron käyttäminen kiinteillä venttiilien ajoituksilla vaikeuttaa huomattavasti dieselmootorin käynnistämistä ja toimintaa matalilla kuormilla. Muuttuvat venttiiliajoitukset ovat käytännössä välttämättömät käytettäessä Miller-työkiertoa dieselmootorissa.

Pakokaasun takaisinkierätyks toteutetaan yleensä ulkoisesti, jolloin osa pakokaasuista johdetaan pakokaasun kierätyksventtiilin kautta pakosarjasta imusarjaan. Näissä järjestelmissä on runsaasti ongelmia imusarjan ja -kanavien sekä pakokaasun jäähdyttimen karstoittumi-

sesta johtuen. Kuvassa 9 on esimerkki takaisinkierätetyn pakokaasun karstoittamasta imusarjasta. [26] Sisäinen pakokaasun takaisinkierätys voidaan toteuttaa muuttuvilla venttiiliasetuksilla, jolloin takaisin kierätettävän pakokaasun määrää säädellään muuttamalla venttiilien asetuksia suhteessa yläkuolokohtaan. Esimerkiksi pakoventtiili suljetaan ennen yläkuolokohtaa ja imuventtiili avataan vasta yläkuolokohdan jälkeen. [28] Sisäisessä pakokaasun takaisinkierätyksessä ei tosin ole mahdollista jäähdyttää takaisin kierätettävää pakokaasua kuten ulkoisessa kierätyksessä on mahdollista. Tämä vähentää mahdollisesti pakokaasun takaisinkierätyksen hyötyä.



Kuva 9 takaisinkierätetyn pakokaasun karstoittama imusarja [26]

Sylinterien lepuuttamista voidaan käyttää moottorin hyötysuhteen parantamiseen tai hiukkassuodattimen regeneroinnin aktivoimiseksi. Muiden sylinterien kuorma kasvaa, mikäli moottorin tuottama vääntömomentti halutaan pitää vakiona. Matalilla kuormilla moottorin hyötysuhde paranee hieman, koska toimivat sylinterit käyvät suuremmalla tehollisella keskipaineella. Lisäksi myös pakokaasujen lämpötila nousee, jos lepuutettavien sylinterien venttiilit pidetään suljettuna koko ajan, koska pakokaasuihin ei sekoitu kylmää ilmaa. Tämä mahdollistaa hiukkassuodattimen regeneroitumisen alkamisen ilman polttoaineen syöttämistä pakosarjaan. [29]

Dieselmoottorin suuri puristussuhde rajoittaa venttiilinousujen suurentamista pako- ja imutahdin aikana yläkuolokohdassa. Käytettäessä nokallista järjestelmää pakoventtiilin sulkeutumista ei voida juurikaan myöhästyttää eikä imuventtiilin avautumista aikaistaa. Sen sijaan alakuolokohdassa venttiilien asetuksia ja nousuja voidaan muuttaa selvästi vapaammin. Nokattomilla järjestelmillä voidaan venttiilien nousua muuttaa tarvittaessa portaittain, jolloin männän ollessa lähellä yläkuolokohtaa käytetään pientä venttiilinousua ja suurempaa venttiilinousua käytetään, kun mäntä on kauempana yläkuolokohdasta.

Jos moottorissa on useampi imu- tai pakoventtiili ja niillä kaikilla on myös oma nokaton toimilaitteensa, niin moottorin venttiilien käyttöstrategia laajenee varsin suureksi. On mahdollista esimerkiksi poistaa turboahtimesta hukkaportti ja kontrolloida moottorin imuilman ahtopainetta täysin pakoventtiileillä. Tällöin yhden pakoventtiilin kautta pakokaasut ohjataan turboahtimelle ja toisen pakoventtiilin kautta voidaan ohjata pakokaasut turboahtimen ohi. Erittäin matalilla kuormilla, jolloin imuilman paineeksi riittää ulkoilman paine, kaikki pakokaasut ohjataan turboahtimen ohi, jotta pakotahdin aikana olisi mahdollisimman matala vastapaine. Transienttitilanteessa, jolloin turboviive halutaan mahdollisimman lyhyeksi,

ja keskisuurilla kuormilla, jolloin normaalitilanteessa hukkaporttia ei tarvitse avata, kaikki pakokaasut ohjataan kulkemaan turboahtimen läpi. Suurilla kuormilla, jolloin ahtopainetta tavallisesti rajoitetaan hukkaportilla, avataan kaikki pakoventtiilit siten, että turboahtimen kautta virtaa riittävästi pakokaasua, jotta ahtopaine on haluttu ja sen ohi päästetään pakokaasua, jotta ahtopaine pysyy halutulla tasolla. [30]

Muuttuvilla imuventtiilien ajoituksilla voidaan vaikuttaa myös sylinterin sisäiseen virtauskenttään. Osa imuventtiileistä voidaan pitää kokonaan suljettuna tai venttiilien nousut voivat olla erisuuruiset sekä aukeamisen ja sulkemisen ajoitukset erilaiset. Tällöin voidaan esimerkiksi dralli- ja tangenttikanaavia käyttää moottorin kannalta optimaalisesti. [30] Lisäksi voidaan optimoida imuilman virtausnopeus sylinteriin ja saada sylinterin sisäinen virtauskenttä palamisen kannalta optimaaliseksi. Voidaan esimerkiksi maksimoida imuilman virtausnopeus avaamalla imuventtiilejä juuri sen verran, että virtaus ei kuristu, jolloin sylinterissä vallitseva paine imutahdin aikana ei laske turhaan lisäten pumppaushäviötä. Samoin pakoventtiilejä avataan vain sen verran, että pakokaasut virtaavat sylinteristä virtauksen kuristumatta. Venttiilien turhan liikuttamisen välttäminen vähentää venttiilikoneiston vaatimaa työtä. [31]

5 LEO moottori

5.1 Optinen LEO

LEO-moottori on 1-sylinterinen optinen tutkimusmoottori. Moottori on rakennettu 6-sylinterisestä SISU84 CTA -moottorista. Moottorista käytetään vain yhtä sylinteriä. Työsyylinteriä on jatkettu korotuspalalla, joka voi olla täysin metallinen, ikkunoilla varustettu metallinen tai täysin lasinen. Työsyylinterin mäntää on vastaavasti jatkettu alumiinisella korotuksella, jotta puristussuhde pysyy riittävän suurena syttymisen varmistamiseksi. Muissa sylintereissä on massavoimien tasapainottamiseksi lisäpainoilla varustetut männät. Tasapainomännissä on reiät, jotta niihin sylintereihin ei kehity painetta männän liikkua sylinterissä ylöspäin. Työsyylinterinä on sylinteri nro 5, koska moottorin kannennostomekanismi tarvitsee tilaa molemmilta puolilta työsyylinteriä. Moottorissa käytetään normaalia 3-sylinterisen tuotantomoottorin sylinterikannta, josta on käytössä reunimmainen sylinteri, jossa on valmiiksi paikka, johon voidaan helposti asentaa sylinteripaineanturi. Kannen alapinnasta on tukittu kaikki vesi- ja öljyreivät. [32]

5.1.1 Imu- ja pakojärjestelmä

Moottorin ahtoilman tuotetaan ulkoisella kompressorilla, jolta on noin 25 m matka moottorille. Ahtoilman paine säädetään halutuksi kuristamalla venttiilillä ahtoilman virtausta. Moottorin säätöjärjestelmä pitää ahtoilman paineen asetusarvossa. Ahtoilman lämpötila voidaan säätää halutuksi vesikiertoisella lämmönvaihtimella. Säädön toistettavuus tosin on huono, koska olemattoman pieni käsiasäätöventtiilin liike aiheuttaa suuren muutoksen ahtoilman lämpötilassa. Imuputkistossa on ennen moottoria tasaussäiliö, joka vähentää ahtoilman paineenvaihteluja. Viimeisenä ennen moottorin imusarjaa on sähkötoiminen hätäsulkuventtiili, jolla voidaan tarvittaessa estää moottoria saamasta ilmaa. [32]

Pakokaasujen vastapainetta säädetään pakoputkessa olevalla kuristusventtiilillä. Ahtoilman painetta ja pakokaasujen vastapainetta säätämällä moottorin sylinterille luodaan turboahdamista vastaavat olosuhteet. [32]

Moottorin ahtoilman sekaan on mahdollista sekoittaa typpikaasua, jolla voidaan matkia pakokaasun takaisinkierätyä eli EGR:ää. Typpi voidaan syöttää joko ennen ahtoilman lämmönvaihdinta tai sen jälkeen. [32]

5.1.2 Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmä

Moottorin lämpötila säädetään erillisellä ulkoisella lämmitysjärjestelmällä. Siinä on kierto-vesipumppu, jolla kierrätetään vettä joko lämmitysvastuksien tai jäähdyttimen läpi. Järjestelmällä esilämmitetään moottori ennen moottorin käynnistämistä. Moottorin käytön aikana järjestelmän pitää moottorin lämpötilan asetusarvossa joko jäähdyttämällä tai lämmitämällä. Moottorin öljypohjassa on oma lämmitysvastus, jolla lämmitetään moottoriöljyä ennen moottorin käynnistämistä. Öljyn lämmitys toimii tosin huonosti, koska lämpö siirtyy öljyssä huonosti. Jotta öljyn esilämmitys toimisi paremmin, niin öljyn pitäisi olla jatkuvassa liikkeessä kierrättämällä sitä öljypohjassa esimerkiksi pumppaamalla sitä toisesta päästä toiseen päähän.

5.1.3 Jarrugeneraattori

Moottoria pyöritetään taajuusmuuttajaohjatulla sähkömoottorilla, jolle annetaan asetusarvo, jossa moottorin pyörimisnopeus halutaan pitää. Moottorin kuormituksesta riippuen sähkömoottori joko pyörittää tai jarruttaa moottoria.

5.1.4 Ohjausjärjestelmä

Moottorin ohjausjärjestelmä on toteutettu Dspace-reaaliaikatiekoneella. Se käsittelee moottorista mitatun datan ja säätää sen perusteella moottorin toimintoja. Taulukkoon 4 on koottu ohjausjärjestelmän mittaamat suureet. Taulukkoon 5 on koottu ohjausjärjestelmän ohjaamat järjestelmät. Yksinkertaistettuna ohjausjärjestelmä käy silmukkaa läpi ja tekee kerran silmukassa tarvittavat mittaukset ja laskee seuraavaan silmukkaan tarvittavat arvot ulostuloihin. [33] Tässä diplomityössä ei mennä tämän syvemmälle ohjausjärjestelmän toteutukseen. Lähde [33] on ohjausjärjestelmän toteutuksesta tehty diplomityö.

Taulukko 4 Ohjausjärjestelmän mittaamat suureet [33]

mitattava suure	yksikkö	vaihteluväli
absoluuttinen kammenkulma	-	0 – 32767
ahtoilman lämpötila	°C	0 – 200
ahtoilman massavirta	kg/h	0 – 200
ahtoilman paine ennen säätöventtiiliä	bar	0 – 10
ahtoilman paine säätöventtiilin jälkeen	bar	0 – 6
häätäpysäytyskatkaisijan asento	on / off	1 / 0
jäähdytysveden lämpötila	°C	0 – 200
nokka-akselin asento	on / off	YKK
pakokaasun lämpötila	°C	-100 – 700
pakokaasun vastapaine	bar	0 – 6
polttoaineen lämpötila	°C	0 – 200
polttoaineen ruiskutusaine	MPa	1 – 180
polttoaineen siirtopaine	kPa	0 – 300
ruiskutussuuttimen aukipitosignaali	µs	0 tai > 220
sylinteripaine	bar	0 – 200
taajuusmuuttajan momentti	Nm	0 – 290
taajuusmuuttajan varoitukset	on / off	1 / 0
triggaussignaali	on / off	1 / 0
tyypin tilavuusvirta	kg/h	0 - 68,8
öljyn paine	kPa (abs)	100 – 1000

Taulukko 5 Ohjausjärjestelmän ohjaamat järjestelmät [33]

säädettävä suure	yksikkö	vaihteluväli
ahtopaineventtiili	%	0 – 100
häätäpysäytyssignaali	on / off	1 / 0
jäähdytys / lämmitys 3-tieventtiili	%	1 – 100
pakopaineventtiili	%	0 – 100
polttoaineen ruiskutusaine	%	0 – 100

polttoaineen siirtopumppu	on / off	1 / 0
ruiskutuksen triggaussignaali		TTL- pulssi
ruiskutussignaalin vahvistin	on / off	1 / 0
ruiskutussuuttimen aukipitosignaali	on / off	1 / 0
ruiskutussuuttimen ylösvetosignaali	on / off	1 / 0
taajuusmuuttajan nopeus	rpm	0 – 2300
typen massavirran säädin	kg/h	0 – 68,8

5.1.5 Polttoaineen ruiskutus

Ohjausjärjestelmä kykenee ohjaamaan ruiskutussuutinta 1 μ s tarkkuudella. Signaalin vahvistin muuttaa ohjaussignaalin virtasignaaliksi, joka johdetaan ruiskutusventtiilin solenoidiin. Suuttimen avautuminen vaatii suuremman virran kuin avatun suuttimen pitäminen auki. Suuttimen avaaminen hoidetaan ylösvetovirralla ja aukipitäminen vastaavasti pitovirralla. Ylösvetovirran kesto on 110 μ s ja pitovirran keston täytyy olla vähintään 110 μ s ylösvetovirran loppumisen jälkeen. Eli lyhin mahdollinen ruiskutussignaali on 220 μ s. Jos signaali on lyhyempi, niin järjestelmä käyttää oletusarvona arvoa 0. [33]

Ruiskutuksen ohjaus on suunniteltu siten, että ruiskutusannos voidaan jakaa 5 osaan, jotka ovat nimellisesti kaksi esiruiskutusta, pääruiskutus ja kaksi jälkiruiskutusta. Osiin jaetussa ruiskutuksessa edellisen osan loppumisen ja seuraavan osan alkamisen välillä täytyy olla vähintään 250 μ s väliä. Jos osien välinen aika on lyhyempi, niin järjestelmä käyttää oletusarvona arvoa 0. [33] Tässä on selvä vaaranpaikka, koska jos käytetään osiin jaettua ruiskutusta ja osien välinen aika asettuu nolaksi, niin silloin aukipitosignaalit yhdistyvät yhdeksi signaaliksi, joka on helposti varsin pitkä ja ruiskutusannos voi olla varsin iso.

Ruiskutuksen ajoitus määritetään pääruiskutuksen alkamisesta ja muiden ruiskutuksien ajoitukset määritetään suhteessa pääruiskutukseen. Ohjausjärjestelmä kykenee 0,1 °kk tarkkuuteen 2200 rpm:n. [33]

Polttoaineen ruiskutuspainetta säädetään pulssinleveysmodulaatioperiaatteella toimivalla proportionaaliventtiilillä. Ruiskutuspainetta mitataan moottorin alkuperäisellä resistiivisellä paineanturilla, joka on siinä mielessä hidas, että ruiskutuspaineen muutos moottorin työkierron aikana ei ole mitattavissa. Polttoaineen jakotukista on hallittu pieni polttoaineen virtaus takaisin säiliöön, jotta ruiskutuspaineen pudotus tapahtuu tarvittaessa nopeasti. [33]

5.1.6 Ohjausjärjestelmän musta laatikko

Ohjausjärjestelmässä on niin sanottu musta laatikko, johon voidaan tallentaa moottorista valittuja parametrien arvoja kerran silmukassa. Jokainen tallennettava parametri lisää silmukan läpikäyntiaikaa noin 2,5 μ s. Ohjausjärjestelmä tallettaa mustaan laatikkoon vain sylinterin maksimipaineen arvon. [33]

5.1.7 Mittausjärjestelmä

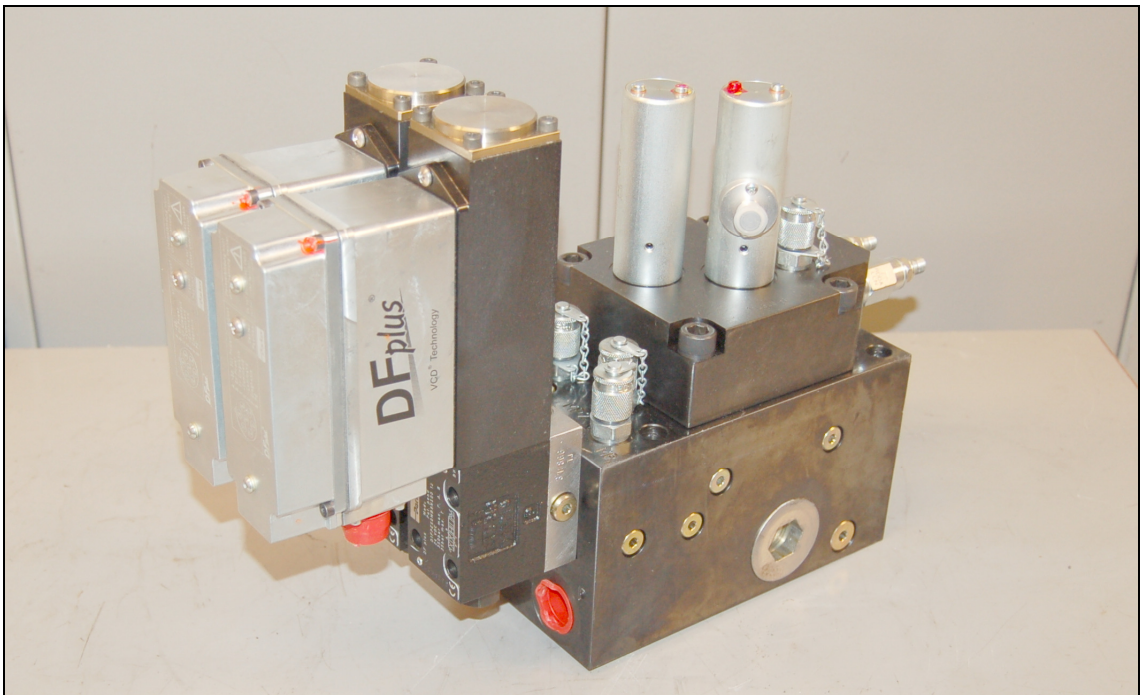
Mittausjärjestelmä on integroitu ohjausjärjestelmään. Mitattaessa otetaan 2 sekunnin ajalta talteen, kaikkien parametrien arvot. Mittaustaajuus ei ole vakio, vaan sen pituus vaihtelee hieman, koska ohjausjärjestelmän silmukan läpikäyntiaika ei ole vakio. Mittausajanjakson pituutta rajoittaa käytettävissä oleva välimuistin koko. Mittauksissa tallennettua dataa ei ole suodatettu ollenkaan. [33]

6 LEO:n muutostyöt

EHVA:n asentaminen LEO-moottoriin ja sen toimintakuntoon saattaminen vaati muutoksi-
en tekemistä. Niiden suunnittelu ja toteutus olivat keskeinen osa tätä diplomityötä. Kuvassa 10 on optinen LEO-moottori koajohuoneessa ennen muutostöitä. Kuvassa 11 on sähköhydraulinen venttiilikoneisto EHVA ennen asennusta moottoriin.



Kuva 10 LEO- moottori ennen muutostöitä



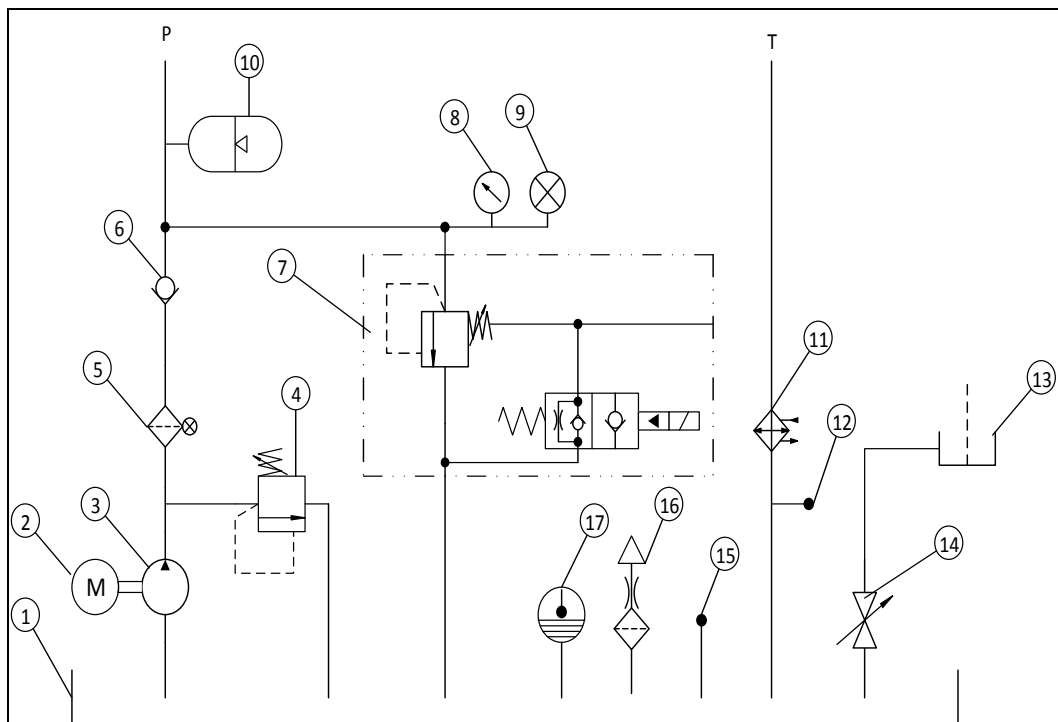
Kuva 11 Sähköhydraulinen venttiilikoneisto EHVA

Aluksi päätettiin siitä, että jätetäänkö optisen LEO:n korotettu mäntä ja sylinterikansi paikoilleen ja asennetaan EHVA suoran sylinterikannen päälle asennuslevyllä. Koska korotettu sylinterikansi oli tiivistetty ainoastaan metallisella o-renkaalla, jonka kestävyydestä mahdollisesti hyvinkin pitkissä moottorikokeissa ei ollut mitään varmuutta, niin päädyttiin purkamaan optiset osat kokonaan pois ja asentamaan sylinterikansi omalle paikalleen sylinterilohkon päälle tiivistettynä alkuperäisellä kannentiivisteellä. Optisia osia purettaessa huomattiin, että korotetun männän alumiininen korotuspala oli jo naarmuuntunut, vaikka moottoria ei ollut ajettu kovinkaan montaa tuntia. Sen perusteella päätös siirtyä käyttämään alkuperäistä mäntää ja kannentiivistettä oli erittäin hyvä, koska männän ja kannentiivisteiden mekaaninen kestävyys ovat täysin vastaavat alkuperäisen tuotantomootorin kanssa.

6.1 Hydraulikoneikko

Toimiakseen EHVA tarvitsee hydraulikoneikon. Laboratoriossa oli valmiina hydraulikoneikko, johon hankittiin sopiva hydraulipumppu ja sille sopiva sähkömoottori. Sähkömoottoriksi valittiin Lönnerin 7,5 kW sähkömoottori, josta on saatavissa myös 10 kW versio samoilla asennusmitoilla, mikäli tulee tarve päivittää hydraulipumppu suurempituottoiseen. Hydraulioöljynä käytetään moottorin normaalia voiteluöljyä. Järjestelmäpaineena käytetään 200 bar. Koneikkoon asennettiin sähköisesti ohjattu turvaventtiili, joka päästää paineen pois aina, kun koneikko sammutetaan. Tankkilinjaan asennettiin öljystä veteen jäähdyttävä lämmönvaihdin.

SISU 84 CTA- moottorin nimellisyörimisnopeus on 2200 rpm. Hydraulipumppu mitoitetiin siten, että sen tuottama tilavuusvirta riittää käyttämään venttiilejä moottorin normaaleilla venttiilinousukäyrillä 3000 rpm:n pyörimisnopeudella. Tällä saavutetaan venttiileille 1500 rpm:n nopeudessa kaksinkertainen avautumis- ja sulkeutumisnopeus verrattuna alkuperäisiin venttiilinopeuksiin. Tämä mahdollistaa varsin suuret Miller-ajoitukset.



Kuva 12 LEO:n hydraulikoneikko

Kuvassa 12 on hydraulikoneikon kaaviokuva. Koneikon komponentit ovat

1. säiliö
2. sähkömoottori Lönne 7,5 kW B5 1500 rpm
3. hammaspyöräpumppu GHP2 BK1-D-20
4. paineenrajoitusventtiili
5. suodatin
6. takaiskuventtiili
7. painenvapautusventtiili
8. painemittari 0 – 250 bar
9. paineanturi, Trafag 0 – 400 bar, 4 – 20 mA
10. paineakku, typpitäyttö 200 bar
11. lämmönvaihdin
12. termoelementti, k-tyyppi
13. moottorin öljypohjasta valuva EHVA:n vuotoöljy
14. palloventtiili
15. termoelementti, k-tyyppi
16. huohotuksella varustettu täyttökorkki
17. pinnankorkeuden tarkastusikkuna lämpömittarilla

6.2 Sylinterikannen kiinnitys

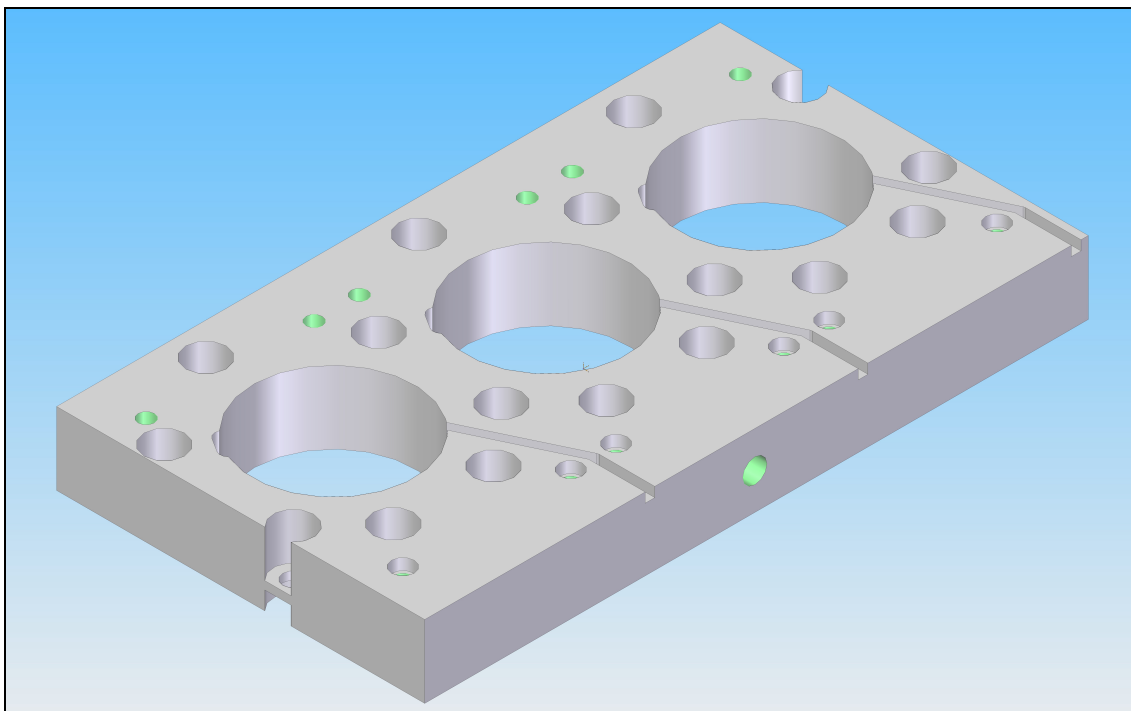
Tuotantomoottorin kansien kiinnityspulteista 2 on pidempiä vaarnapultteja, joihin kiinnitetään normaalisti venttiilikopan kansi. LEO:n kaikki kannenpultit ovat näitä vaarnapultteja, jotta samoihin pultteihin voidaan kiinnittää myös EHVA:n kiinnityslevy. Sylinterikansi kiristetään ensin normaalisti tuotantomoottorin korjaamokäsikirjan kiristysohjeiden mukaisesti. Kannentiivisteinä käytetään alkuperäistä kannentiivistettä. Kun kansi on kiinni, niin sen päälle asennetaan EHVA:n asennuslevy, joka kiristetään paikoilleen tuotantomoottorin vaarnaruuvien muttereilla. Kuvassa 13 näkyvät vaarnaruuvit kiinnitettynä sylinterilohkoon ennen sylinterinkannen asentamista.



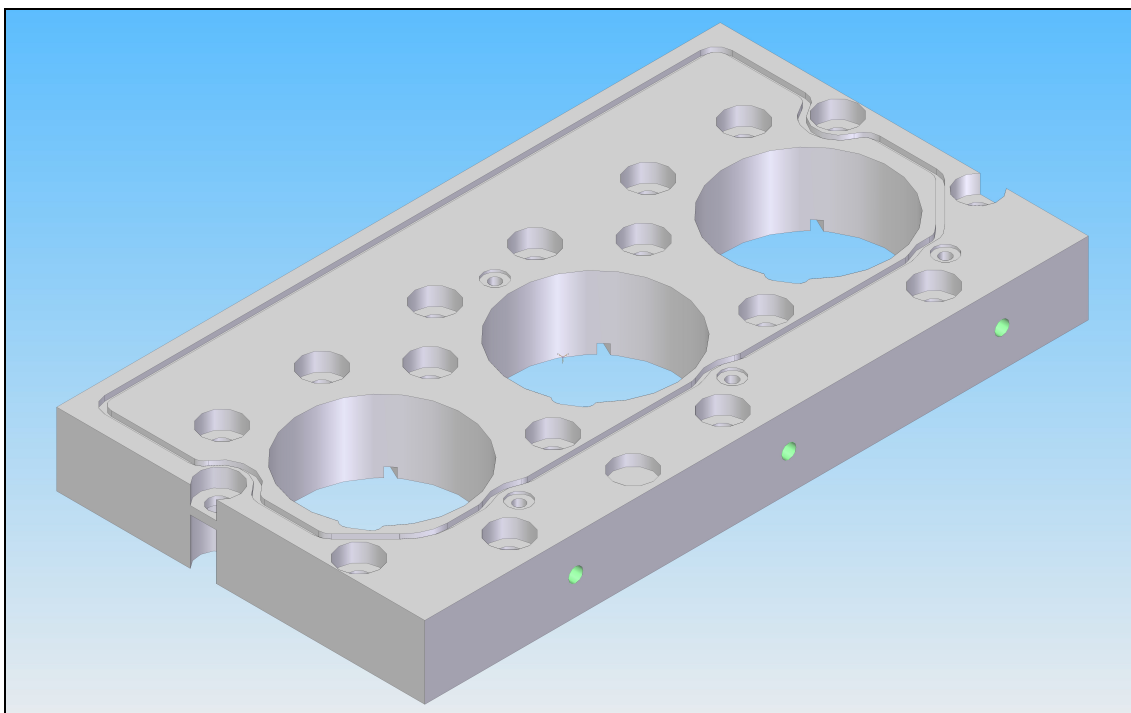
Kuva 13 Sylinterikannen vaarnaruuvit asennettuna

6.3 EHVA:n kiinnityslevy

EHVA:n kiinnitykseen suunniteltiin kiinnityslevy, joka kiinnitettiin sylinterikannen päälle. Kiinnityslevy tiivistettiin kantta vasten tuotantomootorin alkuperäisellä venttiilikopan tiivisteellä, jolle koneistettiin ura levyn alapintaan. Asennuslevyyn suunniteltiin ja koneistettiin valmiiksi paikat kahdelle muulle EHVA:lle. Kuvissa 14 ja 15 näkyy EHVA:n kiinnityslevyn CAD-mallikuva kuvattuna ylhäältä ja alhaalta. Kiinnityslevyn piirustukset ovat liitteessä 1.

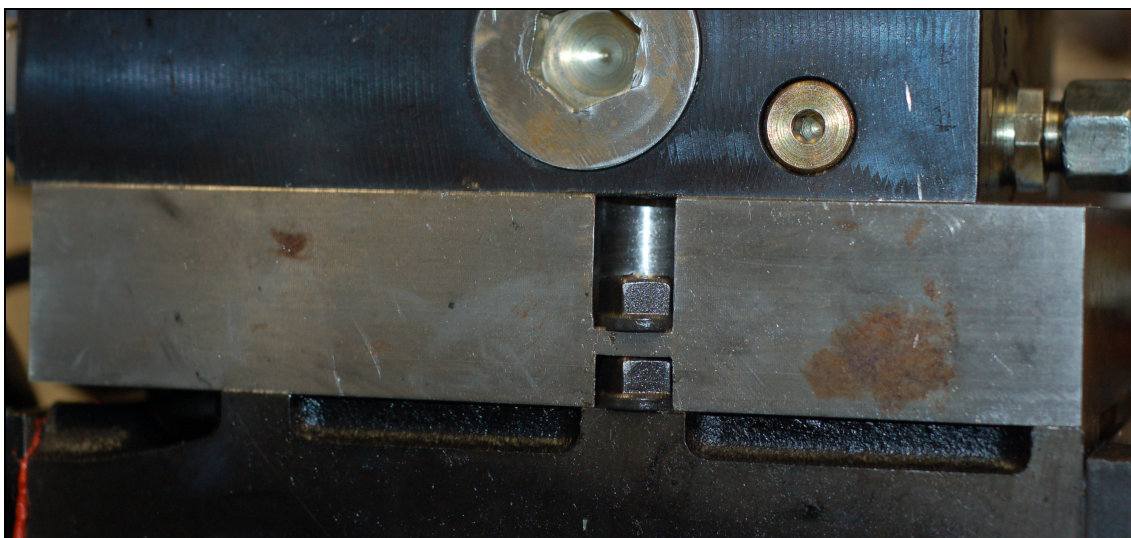


Kuva 14 EHVA:n kiinnityslevy yläpuolelta



Kuva 15 EHVA:n kiinnityslevy alapuolelta

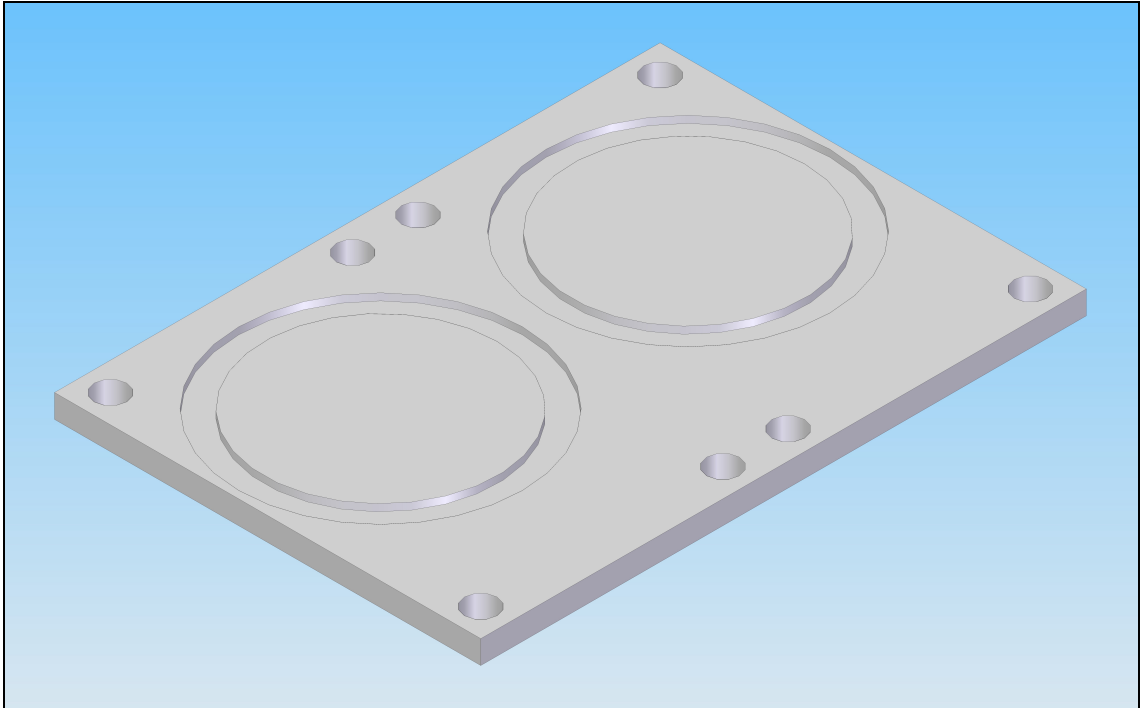
Kiinnityslevy kiinnitetään kannenpultteihin muttereilla. Kuvassa 16 näkyy kiinnityslevyn kiinnittämisen periaate. Alemmilla muttereilla kiristetään kansi normaaliin momenttiin ennen EHVA:n kiinnityslevyn asentamista ja ylemmällä muttereilla kiristetään kiinnityslevy.



Kuva 16 kiinnityslevyn kiinnittämisen periaate

EHVA kiinnitetään asennuslevyyn samantyyppisillä vaarnapulteilla joilla sylinterikansi on kiinnitetty sylinterilohkoon. EHVA:ssa oli sen kohdistamista varten kohdistustapit, joille ei löytynyt tilaa kiinnityslevystä. Sen vuoksi kohdistamistapaa muutettiin. EHVA:n kahden kiinnitysreiän alapäähän suunniteltiin kohdistusholkit, joiden läpi kiinnitysruuvit menevät. Kohdistusholkit ovat moottorin pakosarjan puoleisissa EHVA:n kiinnitysruuveissa. Kohdistusholkkien piirustus on liitteessä 3.

Kiinnityslevyn tässä vaiheessa ”turhat” EHVA:n aukot peitettiin peitelevyllä ja tiivistettiin samanlaisilla O-renkailla, kuin EHVA tiivistettiin kiinnityslevyyn. Peitelevyn CAD-mallikuva on kuvassa 17. Peitelevyn piirustus on liitteessä 2.



Kuva 17 Peitelevy, jolla peitetään kiinnityslevyn EHVA- lisäpaikkojen varaukset

6.4 Öljypohjan ylivuotoputki

EHVA:n suunnittelija arvioi, että EHVA:n kumpikin aktuaattori voivat päästää läpi öljyä jopa 1-2 l/min eli yhteensä 2-4 l/min. Tämän takia moottorin öljypohjaan asennettiin ylivuotoputki sellaiselle tasolle, että EHVA:n mahdollisesti vuotama öljy valuu takaisin hydraulikoneikkoon eikä moottori täyty öljyllä ja kuitenkin moottorissa säilyy riittävä määrä voiteluöljyä. Kuvassa 18 näkyy LEO:n öljypohja, jossa näkyy öljyn lämmitysvastus ja sen termostaatin suojaputki sekä ylivuotoreikä, johon on asennettu ylivuotoletkulle liitin.



Kuva 18 LEO:n öljypohja

6.5 Imu- ja pakosarja

Imu- ja pakoputkistot muutettiin laboratorion teknisen henkilökunnan toimesta paikoillaan sopiviksi.

6.6 Pakoputken tasaussäiliö

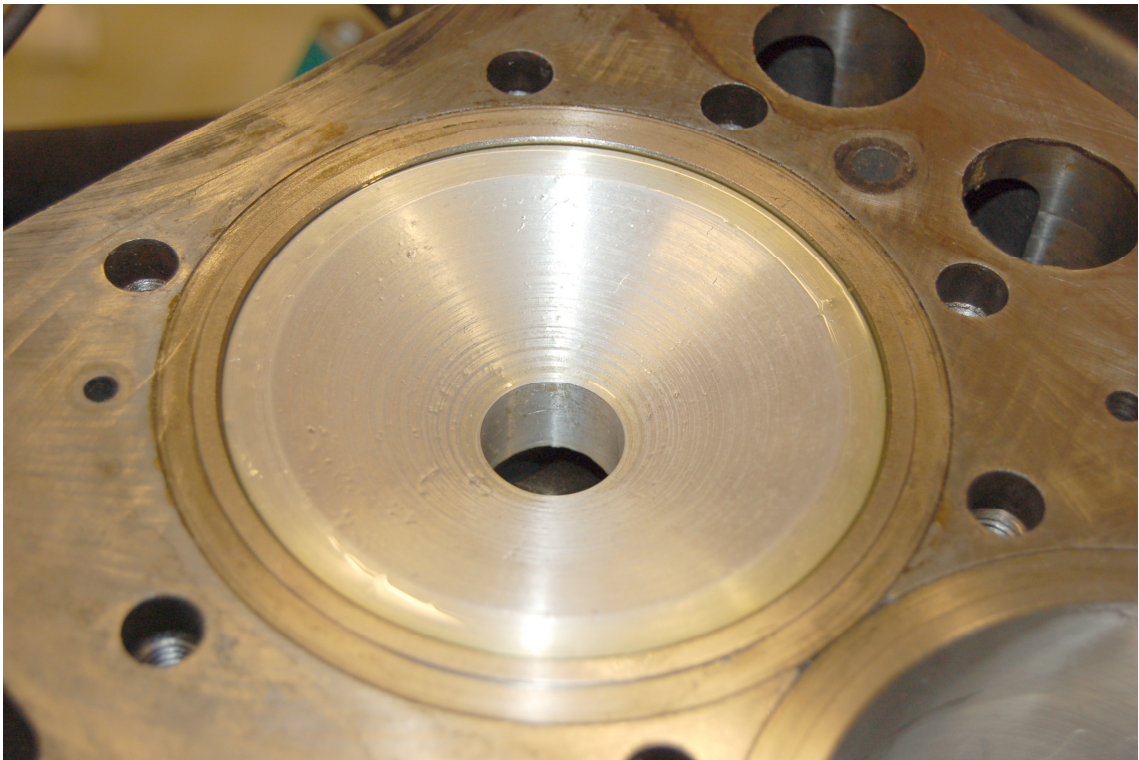
Koeajoissa kävi ilmi, että pakoputkesta tuli painepulssi sylinteriin poistotahdin lopussa. Sen vaimentamiseksi simuloitiin ja suunniteltiin tasaussäiliö. Simulointien perusteella säiliön pitäisi olla mahdollisimman suuri ja sijaita mahdollisimman lähellä sylinteriä. Säiliötä tehtiin 20 litran kokoinen ja se saatiin sijoitettua lähes sylinterikanteen kiinni.

6.7 Nokka-akseli, nostimet ja työntötangot

Moottorista poistettiin venttiilin nostimet ja työntötangot. Nokka-akseli jätettiin, koska moottorinohjausjärjestelmä tarvitsee nokka-akselin asentotiedon. Lisäksi moottorin öljynpaineiden takia pitää nokka-akselin olla paikoillaan.

6.8 Toimimattomien sylinterien reikämännät ja ruiskutussuuttimet

Moottorin kaikissa sylintereissä on männät, jotta massavoimat olisivat tasapainossa. Toimimattomien sylinterien männissä on reikä, jotta sylintereihin ei kehity puristuspainetta.. Mäntien aihioina käytettiin blankkomäntiä, joista poistettiin massaa niin paljon, että ne olivat alkuperäisen männän kanssa samanpainoisia. Kuvassa 19 näkyy reikämäntä asennettuna moottoriin. Toimimattomissa sylintereissä ei ole ruiskutussuutinta, vaan sen tilalla on teflonista tehty tulppa.



Kuva 19 Reikämäntä asennettuna moottoriin

6.9 Työsyylinterin vaihto

Työsyylinteriksi vaihdettiin sylinteri nro 6, koska sylinterikannessa oli paineanturille valmis kohta, johon anturin paikka voidaan työstää. Anturi olisi myös voitu asentaa vesitilan läpi, mutta se olisi vaatinut erillisen anturiholkin. Lisäksi 4-venttiilikannessa ei olisi välttämättä ollut tilaa vesitilan läpi tulevalle anturille.

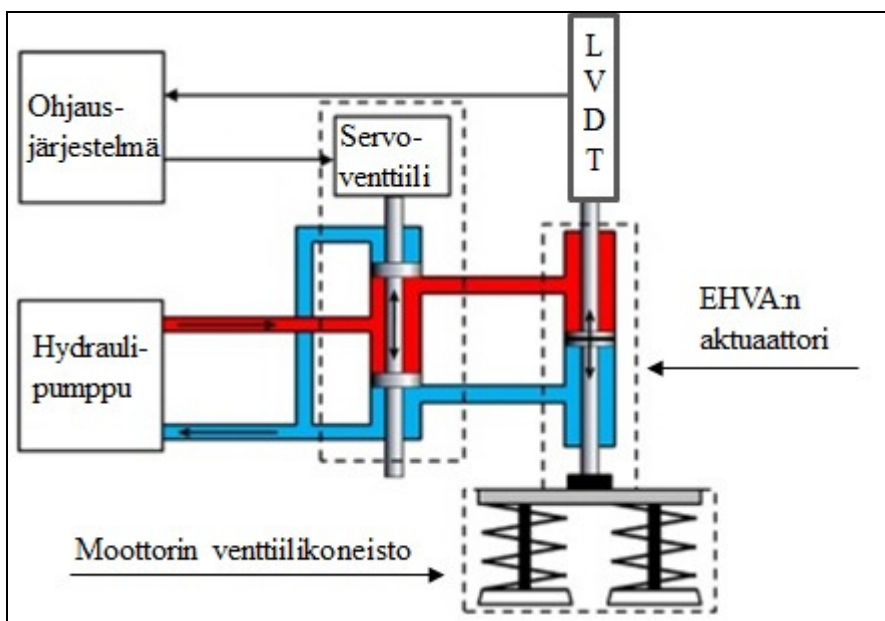
6.10 Ohjausjärjestelmä

LEO:n ohjausjärjestelmää muutettiin niiltä osin, kuin EHVA:n lisääminen vaati. Tarvittavat muutokset teki laboratorion henkilökunta.

7 EHVA

7.1 EHVA:n toimintaperiaate

EHVA:ssa on kaksi aktuaattoria, yksi imuventtiileille ja yksi pakoventtiileille. Moottorin venttiilikoneistossa on kaksi imuventtiiliä, joiden välissä on ies ja kaksi pakoventtiiliä, joiden välissä on myös ies. Aktuaattorilla avataan venttiilit painamalla venttiilien välistä iestä. Venttiileitä suljettaessa aktuaattori liikutetaan ikeen edestä pois, jolloin venttiilijouset sulkevat venttiilit. Kuvassa 20 on periaatteellinen esitys EHVA:n toiminnasta [mukailtu 29]. Servoventtiili ohjaa hydraulijousta virtausta siten, että aktuaattorille saadaan haluttu liike kammenkulman funktiona. Aktuaattorin liikettä mitataan liikeanturilla (LVDT), jonka signaalin perusteella ohjausjärjestelmä säätää servoventtiiliä.



Kuva 20 EHVA:n toimintaperiaate [mukailtu 29]

Kuvassa 21 on esitetty EHVA:n sisäinen hydraulikaavio. Kuvaan on merkitty EHVA:n pääkomponentit, jotka ovat

1. EHVA:n runko
2. Servoventtiilit
3. Liikeanturit
4. Paineenrajoitusventtiilit
5. Aktuaattorit
6. Öljysuuttimet
7. EHVA:n kansi

Painelinja P ja tankkilinja T on liitetty hydraulikoneikkoon. Linjaan S tuodaan moottorin venttiilikoneistolle voiteluöljy sylinterikannesta EHVA:n kiinnityslevyn kautta EHVA:ssa oleville öljysuuttimille. EHVA:ssa on kuusi liitintä paineen mittaamiseen. MP- ja MT-liittimistä voidaan mitata paine- ja tankkilinjan paine. MP1- ja MP2- liittimistä voidaan

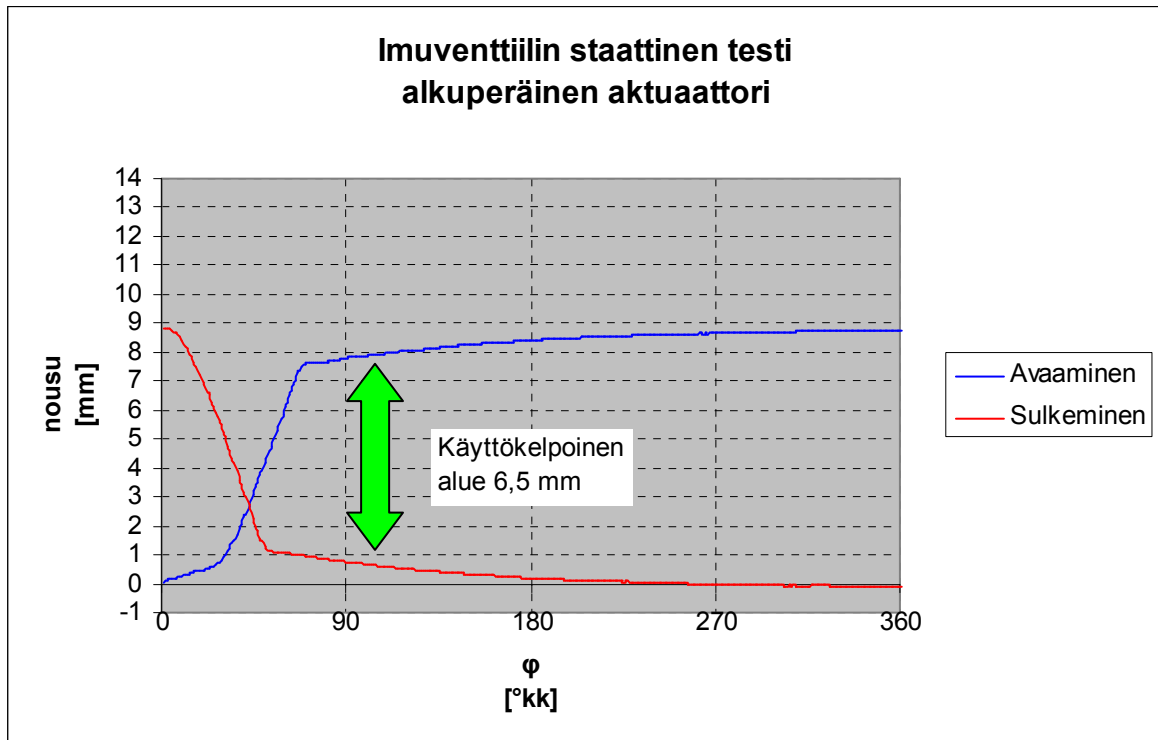
Koska on mahdollista, että venttiilit osuvat mäntään männän liikkeessa sylinterissä ylöspäin, niin EHVA:ssa on kummallekin aktuaattorille oma sisäinen paineenrajoitusventtiili. Paineenrajoitusventtiilin avautumispaine on hyvä säätää korkeintaan hydraulikoneikon paineen tasolle. Käytännössä se voidaan säätää jopa 30 baaria alemmaksi kuin hydraulikoneikon paine, koska EHVA:a käytettäessä aktuaattoreilla vaikuttava paine on selvästi matalampi, kuin järjestelmäpaine hydraulikoneikolla.

Ohjausjärjestelmässä on EHVA:n testaamiselle kaksi testimoodia, joilla sitä voidaan testata ilman varsinaista moottorin pyöritystä. Testimoodit ovat staattinen ja dynaaminen testi.

- Molemmissa testeissä täytyy varmistaa, että venttiilit eivät pääse osumaan mäntään eli kampiakseli täytyy pyörittää sellaiseen asentoon, jossa mäntä on riittävän kaukana yläkuolokohdasta.

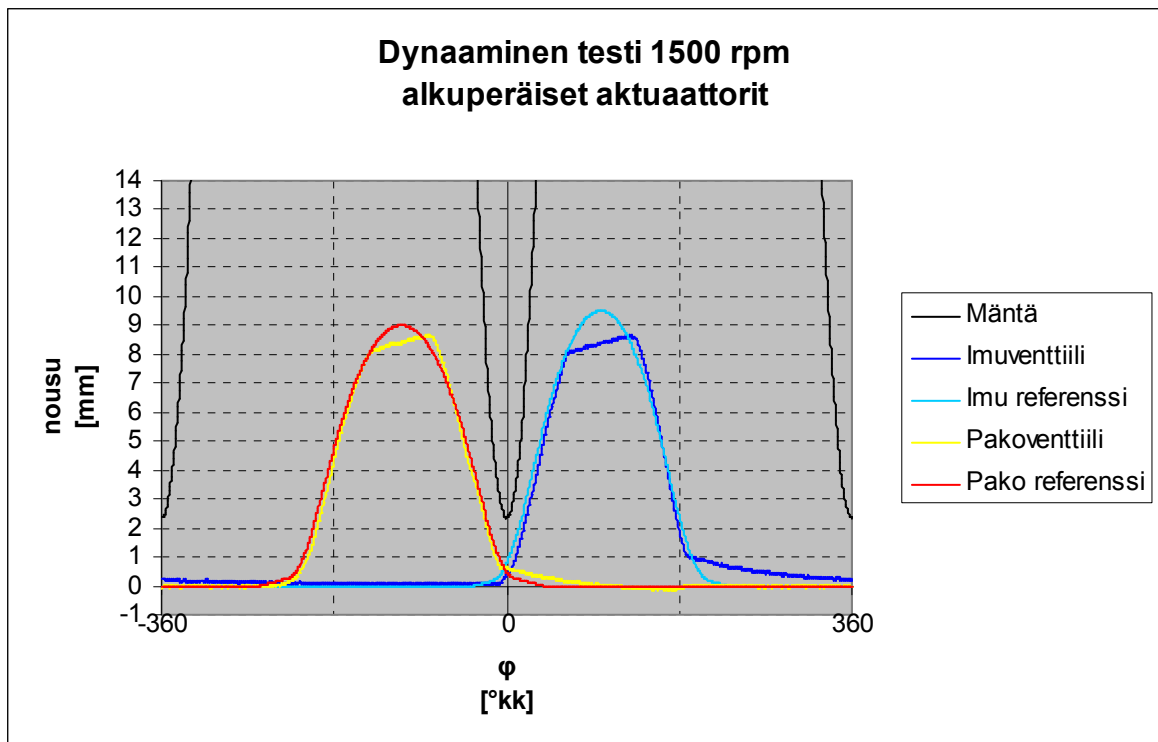
7.2.1 Alkuperäiset aktuaattorit

Ensimmäiseksi testattiin venttiilien aukeaminen ja sulkeutuminen staattisella testillä. Sekä imu- että pakoverventtiilit avattiin ja suljettiin niin nopeasti kuin mahdollista. Kuvassa 22 on esimerkki imuventtiilin nopeimmasta avautumisesta ja sulkeutumisesta 1500 rpm:n pyörimisnopeuteen suhteutettuna. Tämän testin perusteella huomattiin, ettei EHVA toiminut kuten se oli suunniteltu. EHVA:n aktuaattoreissa on niin sanotut päätyvaimennukset, jotka hidastavat aktuaattorien liikettä niiden liikematkan ääripäissä. Tästä syystä normaaleilla venttiiliajoituksilla pakoverventtiili ei olisi ehtinyt sulkeutua ennen imutahdista ja imuventtiili ei olisi ehtinyt sulkeutua ennen puristustahdista 1500 rpm:llä. Aktuaattorin käyttökelpoinen liikematka, joka on 6,5 mm, on merkitty kuvaan vihreällä nuolella. Pakoverventtiilin aktuaattorin toiminta oli vastaavaa kuin imuventtiilillä.



Kuva 22 Imuventtiilin staattinen testi alkuperäisellä aktuaattorilla. Nopein avautuminen ja sulkeutuminen on suhteutettu 1500 rpm:lle.

Toisessa testissä EHVA:a testattiin dynaamisella testillä käyttämällä tuotantomootorin venttiiliajoituksia virtuaalisella pyörimisnopeudella 1500 rpm. Tämä testi vahvisti ensimmäisen testin johtopäätöksen siitä, että venttiilit eivät ehdi avautua ja sulkeutua kokonaan työkierron aikana. Kuvassa 23 näkyy päätyvaimennuksien vaikutus venttiilejä avattaessa ja suljettaessa 1500 rpm:llä. Päätyvaimennus ei vaikuta juurikaan venttiilin avautumisen alussa. Venttiilit eivät koskaan saavuta haluttua maksiminousua. Päätyvaimennuksella on varsin suuri vaikutus venttiilejä suljettaessa. Pakoverventtiili sulkeutuu noin imutahdin puolivälissä ja imuventtiili ei ehdi kiinni edes puristustahdin aikana.

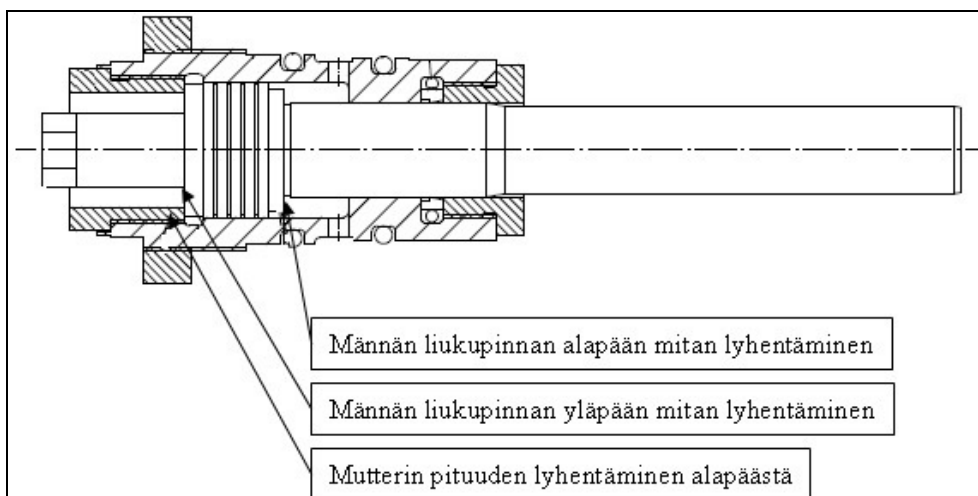


Kuva 23 EHVA:n toiminta alkuperäisillä aktuaattoreilla dynaamisessa testissä virtuaalisella pyörimisnopeudella 1500 rpm. Venttiilien ajoitukset ovat tuotantomootorin vakioajoitukset.

EHVA:n käyttäminen ilman mitään muutoksia olisi vaatinut venttiilivälyksen kasvattamista, jolla olisi varmistettu se, että venttiilit ehtivät sulkeutua halutulla nokka-akselin profiililla. Käytännössä EHVA:a olisi pitänyt nostaa vähintään 1 mm, joka olisi ollut helppo tehdä, mutta samalla olisi menetetty vastaava määrä venttiilin maksiminoususta.

7.2.2 Aktuaattorien liikematkan pidentäminen

Aktuaattorien toiminta täytyi saada siirrettyä pois päätyvaimennuksien vaikutusalueelta lisäämällä aktuaattorien liikematkaa ja muuttamalla niiden paikkaa moottorin venttiileihin nähden. Siihen oli kolme vaihtoehtoa, jotka olivat päätymutterin lyhentäminen tai aktuaattorin männän lyhentäminen jommastakummasta päästä. Kuvassa 24 on esitettyä EHVA:n aktuaattori ja siihen on merkitty mahdolliset vaihtoehdot lisätä aktuaattorin liikematkaa.

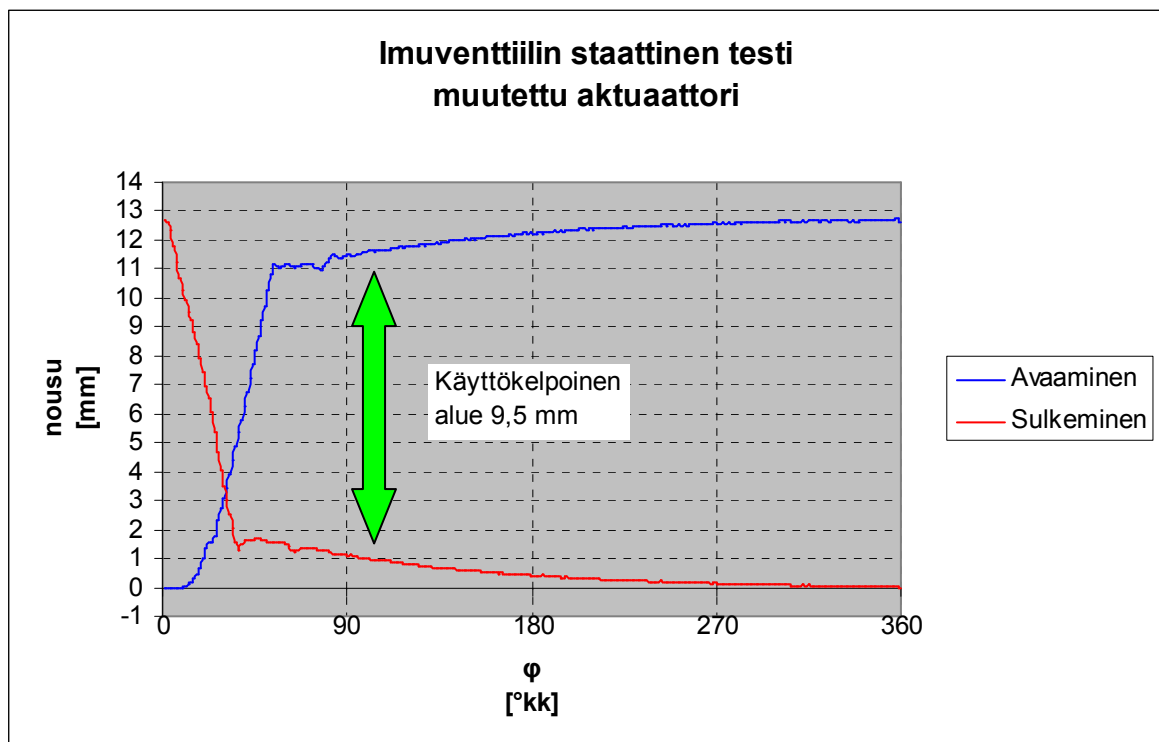


Kuva 24 Vaihtoehdot aktuaattorin liikematkan pidentämiseksi

Koska aktuaattori on karkaistu kovaksi, niin sen männän lyhentäminen ei tullut kysymykseen. Päätettiin lyhentää päätymutteria, jota lyhennettiin 3,5 mm. Tämän johdosta venttiilivällys kasvoi 3,8 mm:iin. Pelkällä päätymutterin lyhentämisellä saatiin eliminoituja päätyvaimennukset venttiilien sulkeutuessa. Jotta venttiilit avautuisivat täysin, niin koko EHVA:a piti saada lähemmäs venttiilejä. Tämä hoidettiin ohentamalla EHVA:n kiinnityslevyä 1,75 mm eli puolet päätymutterin lyhennyksestä. Nyt LEO:n niin sanottu normaali venttiilivällys on 2,05 mm ja normaalioloissa aktuaattorit eivät koskaan joudu toimimaan päätyvaimennuksen vaikutusalueella. Päätymutterin lyhentämisen johdosta aktuaattoreita ei saa ”hakata” päätyyn asti, koska päätymutterin kierre lyheni mutterin lyhennyksen verran. Kierrettä jäi jäljelle vain 4,5 mm.

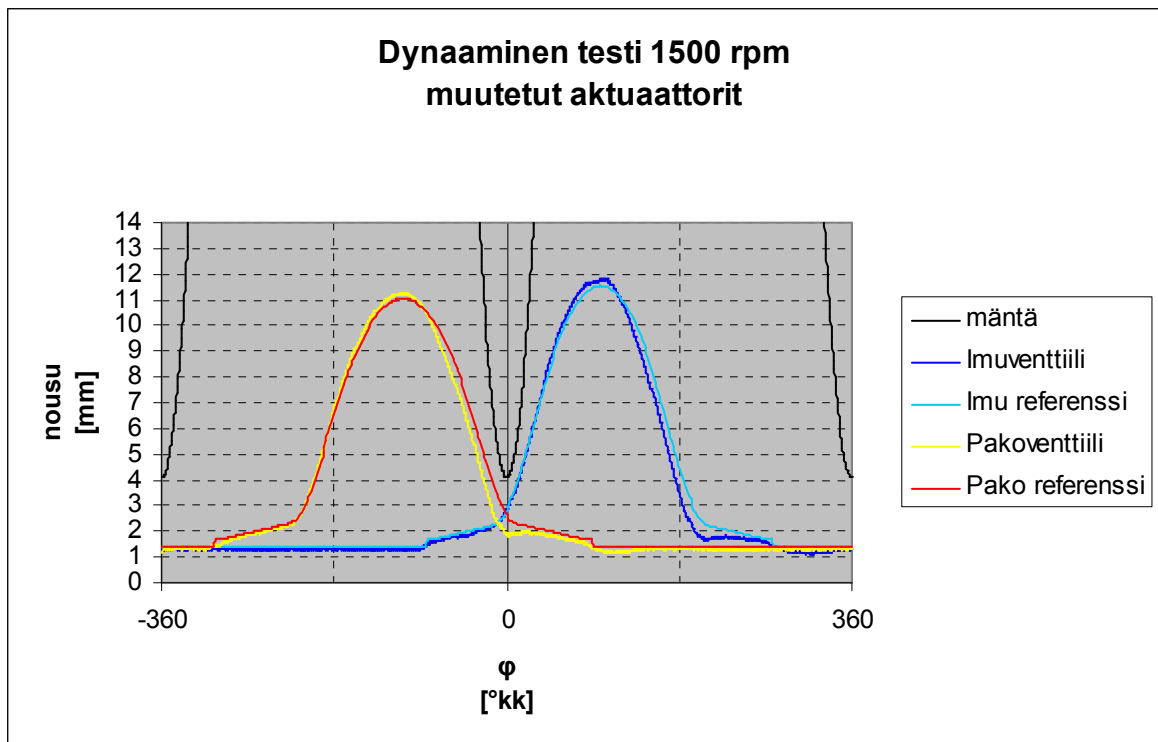
7.2.3 Muutetut aktuaattorit

Päätymutterin lyhentämisen ja kiinnityslevyn ohentamisen jälkeen EHVA:n toiminta testattiin uudestaan staattisella testillä. Kuvassa 25 näkyy imuventtiilin aktuaattorin toiminta suhteutettuna 1500 rpm:n pyörimisnopeuteen. Kuvassa näkyy, että imuventtiiliä suljettaessa päätyvaimennus alkaa vaikuttaa, kun aktuaattori on alle 2 mm:n päässä päätymutterista. Kuvaan on merkitty vihreällä nuolella käyttökelpoinen alue. Imuventtiili sulkeutuu, kun aktuaattori on 2,05 mm:n päässä päätymutterista. Pakoventtiilin aktuaattorin toiminta oli vastaavaa kuin imuventtiilillä.

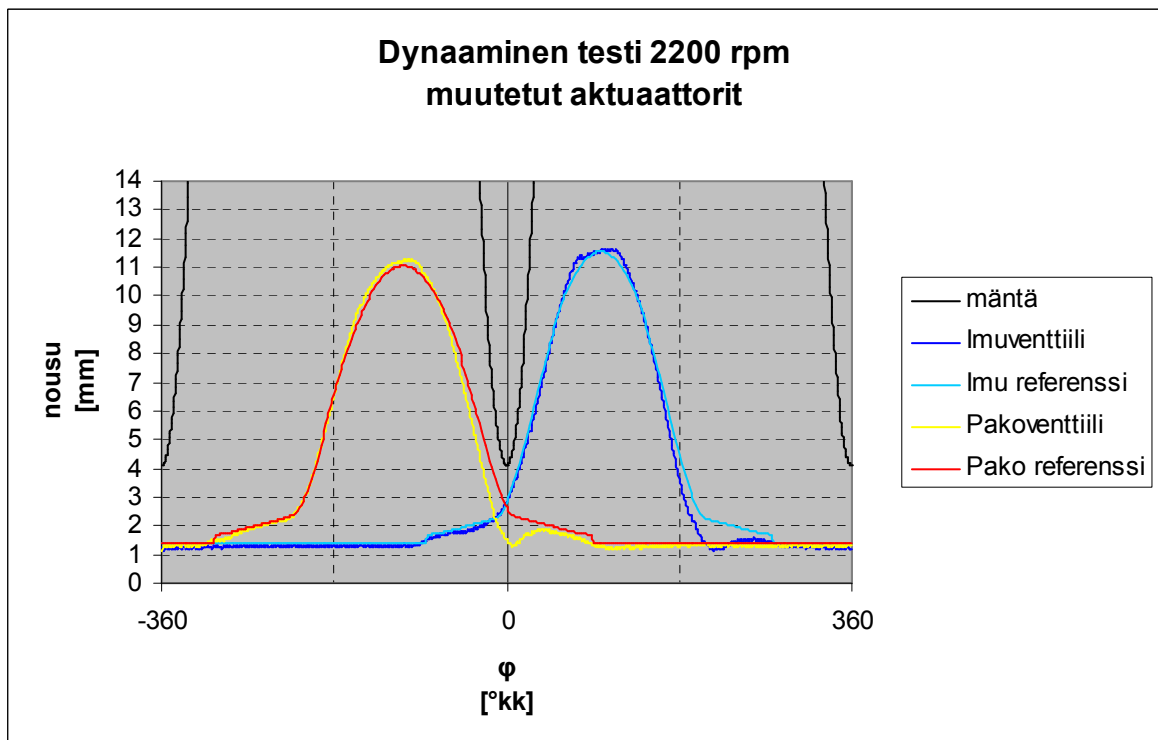


Kuva 25 Imuventtiilin staattinen testi muutetulla aktuaattorilla. Nopein avautuminen ja sulkeutuminen on suhteutettu 1500 rpm:lle.

Seuraavaksi EHVA:a testattiin dynaamisilla testeillä.. Kuvissa 26 ja 27 näkyy EHVA:n toiminta käytettäessä tuotantomootorin venttiilinousukäyriä virtuaalisilla pyörimisnopeuksilla 1500 ja 2200 rpm. Kuvien perusteella nähdään, että EHVA:lla on mahdollista toteuttaa tuotantomootorin vakiot venttiilinousut.



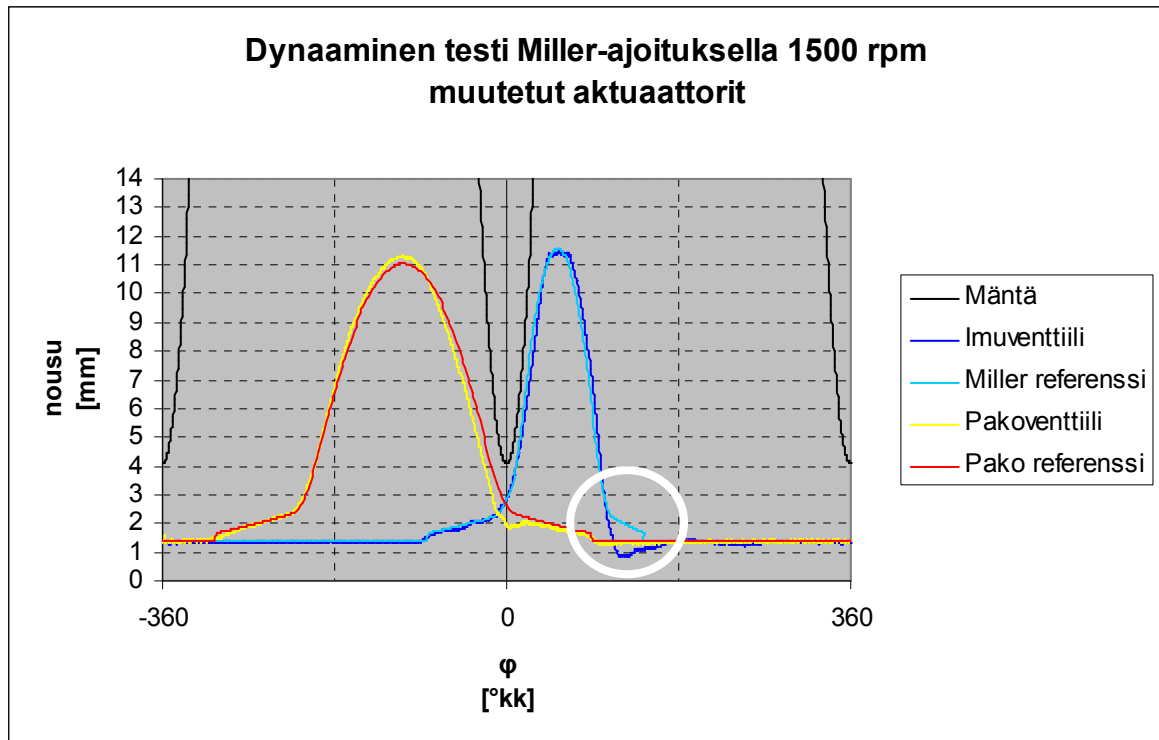
Kuva 26 EHVA:n toiminta muutetuilla aktuaattoreilla dynaamisessa testissä virtuaalisella pyörimisnopeudella 1500 rpm. Venttiilien ajoitukset ovat tuotantomootorin vakioajoitukset.



Kuva 27 EHVA:n toiminta muutetuilla aktuaattoreilla dynaamisessa testissä virtuaalisella pyörimisnopeudella 2200 rpm. Venttiilien ajoitukset ovat tuotantomootorin vakioajoitukset.

Lisäksi tehtiin dynaaminen testi käyttämällä imuventtiileille Miller-ajoitusta virtuaalisella pyörimisnopeudella 1500 rpm. Miller-ajoituksessa käytettiin imuventtiilin nousua tuotantomootorin imuventtiilin nousua 9,5 mm. Imuventtiili avattiin ja suljettiin niin nopeasti, kuin EHVA kykenee. Nopeus aikatasossa on vastaava kuin jos moottorin pyörimisnopeus olisi 3000 rpm:ää. Eli 1500 rpm:llä venttiilin aukioloaika on puolet normaalista.

Kuvassa 28 näkyy, että EHVA kykenee toteuttamaan varsin suuret Miller-ajoitukset. Imuventtiilin sulkeutuminen ei kuvan tapauksessa tapahdu jouheasti (kts. kuvassa valkoinen ympyrä). Imuventtiilin sulkeutuessa aktuaattorin nopeus ei ole hidastunut yhtään. Eli imuventtiili osuu istukkarengaaseen täydellä vauhdilla. Venttiilejä kalibroitaessa on syytä kiinnittää jouheaan sulkeutumiseen riittävästi huomiota.

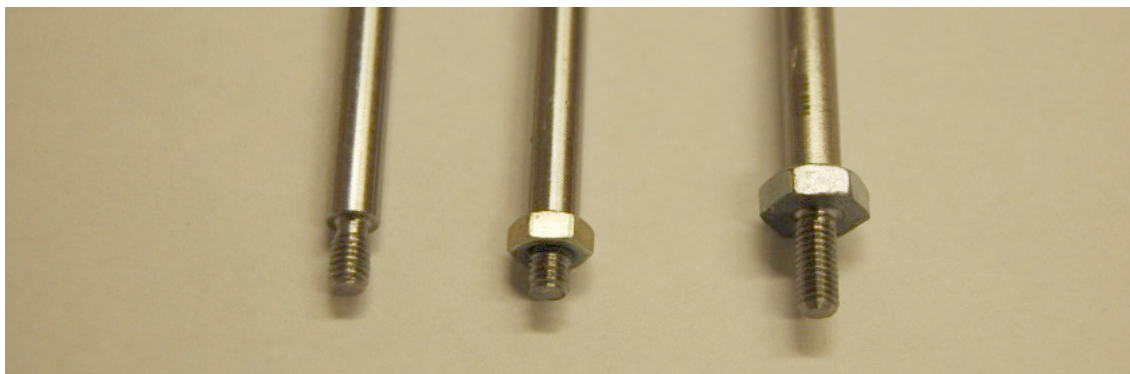


Kuva 28 EHVA:n toiminta muutetuilla aktuaattoreilla dynaamisessa testissä Miller- ajoituksella virtuaalisella pyörimisnopeudella 1500 rpm. Imuventtiilin sulkeutumisen kohta on korostettu valkoisella ympyrällä.

Moottoria pyörittäessä EHVA toimi kuten sen ajateltiin toimivan päätymutterin lyhentämisen jälkeen. Liikeanturien tikut, jotka olivat aktuaattoreissa kiinni, irtosivat melkein heti. Tikuille suunniteltiin ja tehtiin uusi mekaaninen lukitus.

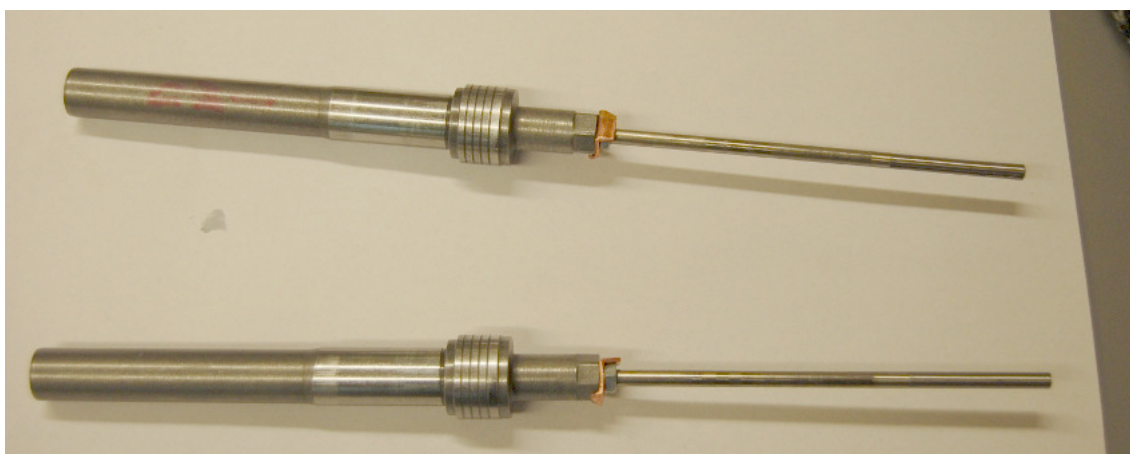
Kuvassa 29 vasemmalla ja keskellä näkyy liikeanturin alkuperäisen tikun kiinnitys ja sen varmistamiseen käytetty mutteri kierrettynä paikoilleen. Tikussa oleva kierre on M3, jonka nousu on 0,5. Tikun kiinnipysyminen on varmistettu kiristämällä M3 mutteri aktuaattorin yläpintaa vasten. Kuten kuvasta näkyy, niin tikun kiinnittämiseen käytetty kierre on varsin lyhyt.

Kuvassa 29 oikealla näkyy uusi kiinnitystapa, jossa tikun varressa on M4 kierre, jonka nousu on 0,7. Kierteeseen on kiinnitetty ja kierrelukitteella varmistettu M4 mutteri. Aktuaattoriin kiinnittämistä varten tikussa on edelleen M3 kierre, joka on selvästi pidempi kuin alkuperäinen.



Kuva 29 Vasemmalla ja keskellä näkyy alkuperäisen tikun kierrepää. Oikealla näkyy uuden tikun kierrepää, johon on kiinnitetty tikun varteen M4 mutteri kierrelukitteella

Uusi tikku varmistettiin kuparilevyllä, joka taivutettiin tikussa olevaa M4 mutteria ja aktuaattorissa olevaa tasoa vasten. Näin muodostui lukitus, joka ei voi aueta, koska M4 ja M3 kierteessä on erilaiset nousut. Kuvassa 30 ovat uudet tikut asennettuina ja lukittuina aktuaattoreihin.

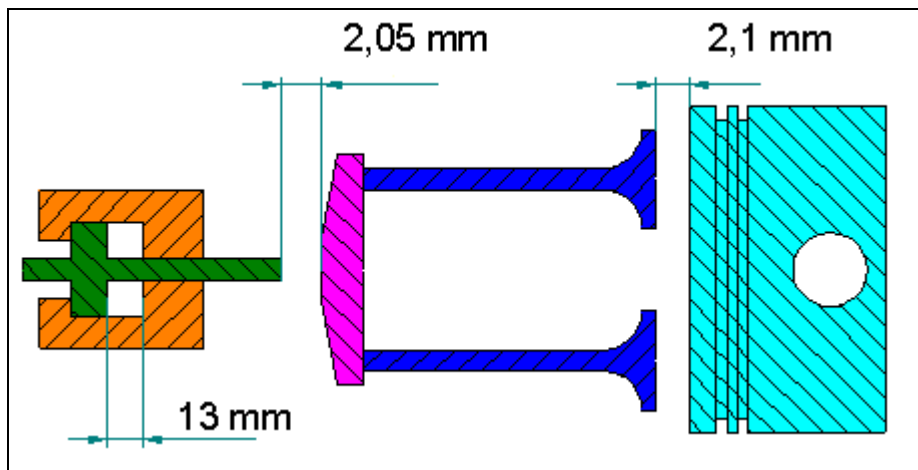


Kuva 30 Liikeanturien uudet tikut aktuaattoreihin kiinnitettyinä ja kuparilevyllä varmistettuina

7.3 EHVA:n venttiilinousut

7.3.1 Venttiilin välykset

Normaalissa lautasventtiileillä varustetussa moottorissa venttiilin täydellisen sulkeutumisen varmistamiseksi venttiilin ja nokka-akselin välissä täytyy olla pieni välys. Välys voidaan säätää esimerkiksi keinuviivussa olevalla ruuvilla. On myös automaattisia öljynpaineella toimivia välyksensäätömekanismeja. Nokka-akselissa on yleensä niin sanottu esi-nokka, jolla venttiilivälys ajetaan kiinni ennen kuin venttiili alkaa liikkua. Venttiilin ja männän välissä on myös välys, jotta venttiili ei osu mäntään. Venttiilin osuminen mäntään johtaa yleensä moottorivaurioon. Dieselmoottorin suuresta puristussuhteesta johtuen, männän ja suljetun venttiilin välinen välys yläkuolokohdassa on selvästi venttiilin suurinta nousua pienempi. Kuvassa 31 on esitetty LEO:n venttiilinvälykset. Aktuaattorin ja venttiilin välinen välys on 2,05 mm. Venttiilin ja männän välinen välys on 2,1 mm. Aktuaattorin iskunpituus on 13 mm. Kuvassa aktuaattori on 0-asemassa.



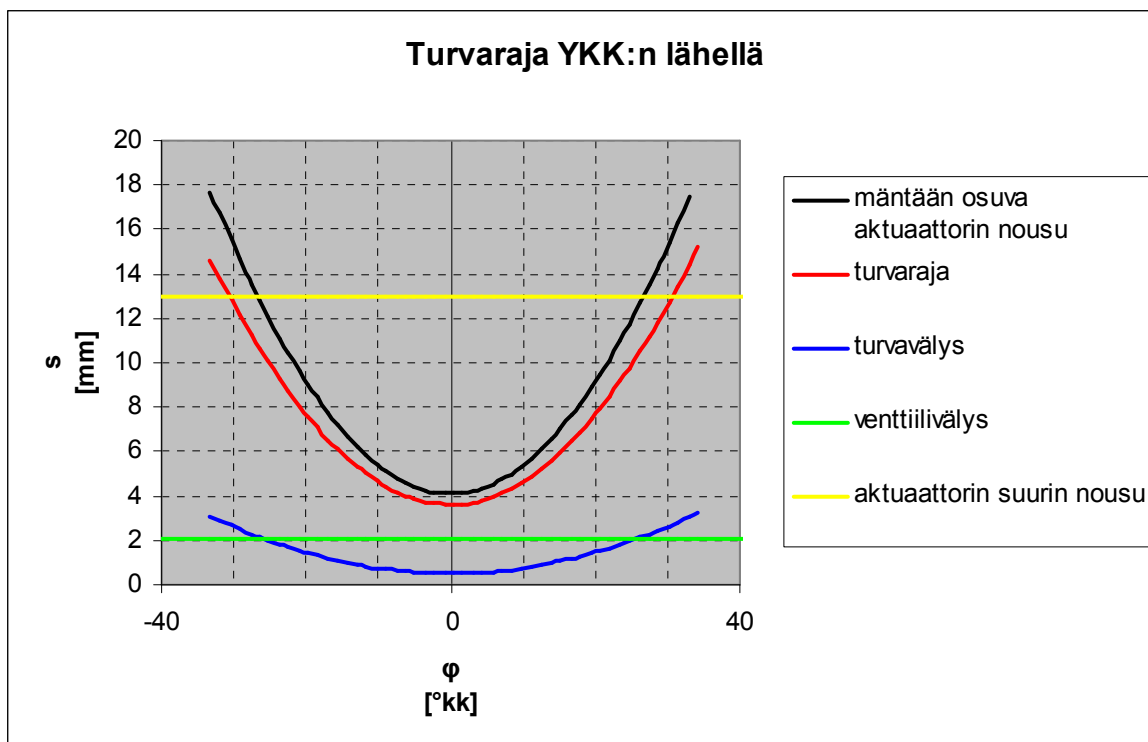
Kuva 31 EHVA:n aktuaattorin iskunpituus ja venttiilin välykset

7.3.2 Turvaraja

EHVA:ssa on turvajärjestelmä, jolla estetään venttiilin osuminen mäntään. Ohjausjärjestelmään on määritetty turvaraja, jota suuremmat aktuaattorin nousut eivät toteudu. [33] Turvaraja määrittää suurimman aktuaattorin nousun kammenkulman funktiona. Turvarajan ja männän välinen välys ei ole vakio vaan se riippuu kammenkulmasta. Turvarajan välys mäntään on pienimmillään männän ollessa yläkuolokohdassa ja se kasvaa männän liikkessa kohti alakuolokohtaa. Käytännössä turvarajalla on merkitystä vain yläkuolokohdan lähellä, kun venttiilin ja männän välinen välys on pienempi kuin venttiilin suurin mahdollinen nousu.

Kuvassa 32 on esitetty venttiilin ja männän osumiseen johtava aktuaattorin nousu kammenkulman funktiona yläkuolokohdan läheisyydessä mustalla kuvaajalla. Punainen kuvaaja on vastaavasti turvaraja kammenkulman funktiona. Aktuaattorin nousun täytyy olla yläkuolokohdan lähellä pienempi kuin turvaraja. Kuvassa sininen kuvaaja on männän ja turvarajan välinen erotus eli turvavälys kammenkulman funktiona. Kuvaan on merkitty myös aktuaattorin suurin mahdollinen nousu ja venttiilivälys kammenkulman funktiona keltaisella ja vihreällä kuvaajalla.

Taulukossa 6 on esitetty eri kammenkulman arvoilla mäntään osuva aktuaattorin nousu, turvaraja ja -välys YKK:n lähellä. Käytännössä turvaraja rajoittaa suurinta mahdollista aktuaattorin nousua männän ollessa korkeintaan 30 °kk:n päässä YKK:sta. Sitä kauempana YKK:sta mäntä on niin kaukana venttiileistä, että venttiilin törmäys mäntään ei ole mahdollista.



Kuva 32 Mäntän liike ja sitä vastaava turvaraja kammenkulman funktiona yläkuolokohdan läheisyydessä

Taulukko 6 Mäntään osuva aktuaattorin nousu, turvaraja ja -vällys kammenkulman funktiona YKK:n lähellä

mäntän asema [°kk]	mäntään osuva aktuaattorin nousu [mm]	turvaraja [mm]	turvavällys [mm]
0	4,15	3,64	0,51
± 2	4,20	3,68	0,52
± 4	4,35	3,80	0,55
± 6	4,59	4,00	0,59
± 8	4,94	4,28	0,66
± 10	5,38	4,64	0,74
± 12	5,92	5,08	0,84
± 14	6,56	5,60	0,96
± 16	7,30	6,20	1,10
± 18	8,13	6,88	1,25
± 20	9,07	7,64	1,43
± 22	10,10	8,48	1,62
± 24	11,23	9,40	1,83
± 26	12,46	10,40	2,06
± 28	13,79	11,48	2,31
± 30	15,22	12,64	2,58
± 32	16,74	13,88	2,86

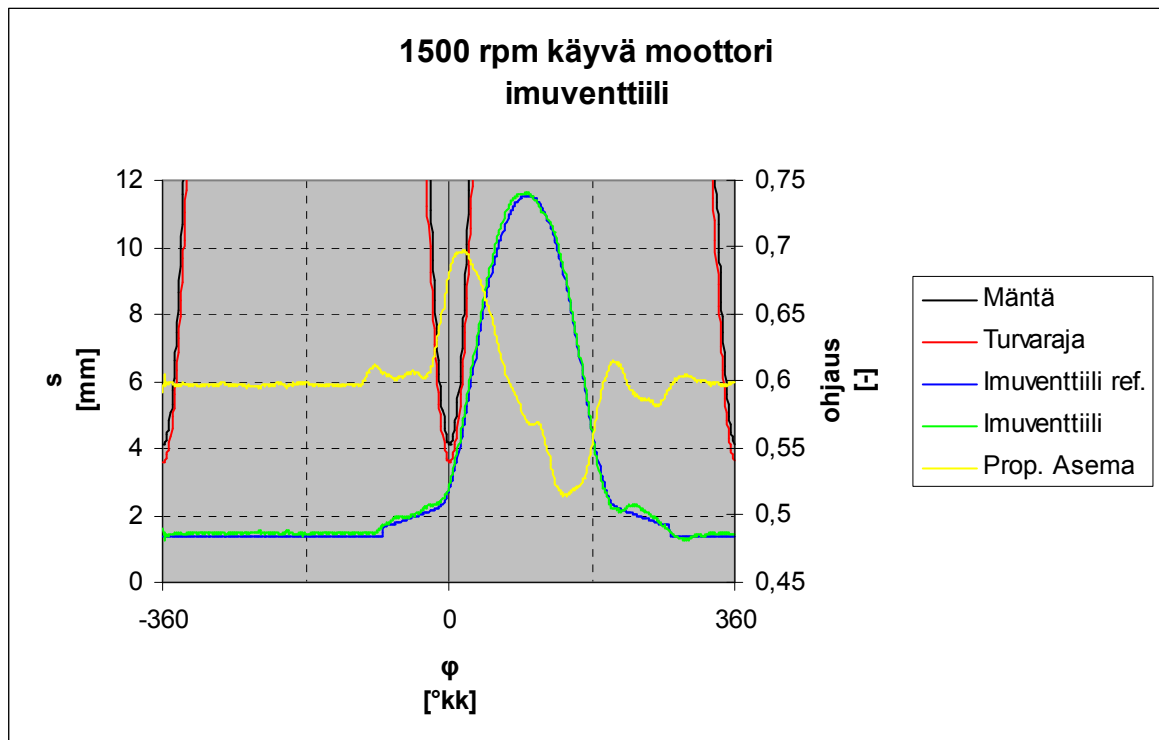
7.3.3 Venttiilinousu EHVA:ssa

EHVA:n ohjausjärjestelmässä aktuaattorin haluttua nousua kuvaa *referenssikäyrä*, joka annetaan kammenkulman funktiona. Aktuaattorin *toteutunut nousu* mitataan liikeanturilla. Aktuaattorin nousua ohjaa *ohjauskäyrä*. Aktuaattorin ja venttiilin nousut eivät ole sama asia.

Venttiilin nousu saadaan vähentämällä aktuaattorin noususta venttiilivälitys, joka on 2,05 mm. Tätä pienemmillä aktuaattorin nousuilla venttiili pysyy suljettuna. Tuotantomootorin suurin venttiilinousu, joka on imuventtiilillä 9,5 mm, toteutuu aktuaattorin 11,55 mm nousulla. Koeajoissa käytettiin aktuaattorille 1,4 mm nousua, kun haluttiin venttiilin olevan kiinni. 1,4 mm:n aktuaattorin nousua vastaa tuotantomootorin venttiilivälystä 0,65 mm.

Referenssi- ja ohjauskäyrillä ei ole ohjelmallista yhteyttä. Toteutunutta aktuaattorin nousua verrataan referenssikäyrään silmämääräisesti niin sanotusti ”lennossa”, kun aktuaattorin toteutunutta nousua säädetään vastaamaan referenssikäyrää muuttamalla ohjauskäyrää. Ohjauskäyrää täytyy muuttaa jos moottorin kuormaa tai pyörimisnopeutta muutetaan. Käytännössä jokaiselle koeajopisteelle täytyy erikseen kalibroida ohjauskäyrä, jotta haluttu aktuaattorin nousu toteutuu. Ohjausjärjestelmään kannattaisi lisätä kalibrointitoiminto, joka automaattisesti säätäisi ohjauskäyrää mitatun nousun ja referenssikäyrän erotuksen minimoimiseksi.

Kuvassa 33 on esimerkki imuventtiilin aktuaattorin toteutuneesta noususta ja halutusta referenssinoususta kammenkulman funktiona eräässä koeajopisteessä. Kuvassa on myös proportionaaliventtiilin asema, jolla aktuaattorin nousu saatiin aikaiseksi, männän asema ja turvaraja kammenkulman funktiona. Varsinainen ohjauskäyrä ei näy kuvassa, koska se tulostu mittauksissa.



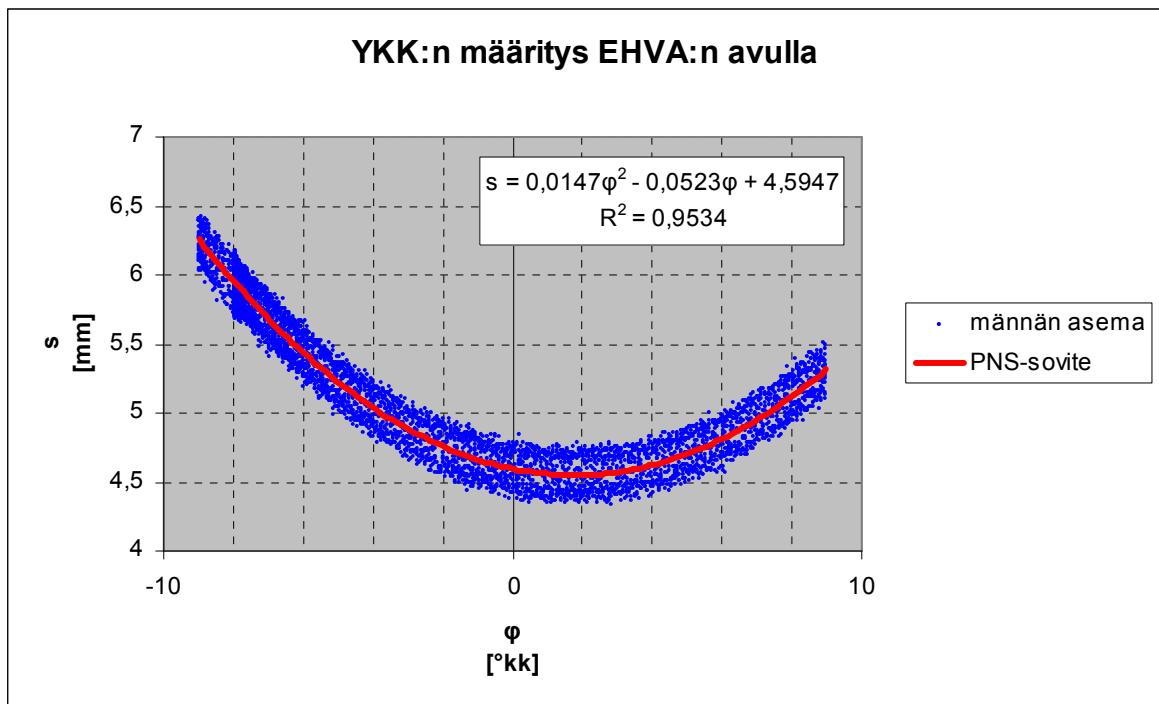
Kuva 33 Imuventtiilin aktuaattorin referenssikäyrä, mitattu toteutunut nousu, proportionaaliventtiilin ohjauskomento kammenkulman funktiona eräässä koeajopisteessä.

7.4 Yläkuolokohdan määrittäminen EHVA:n avulla

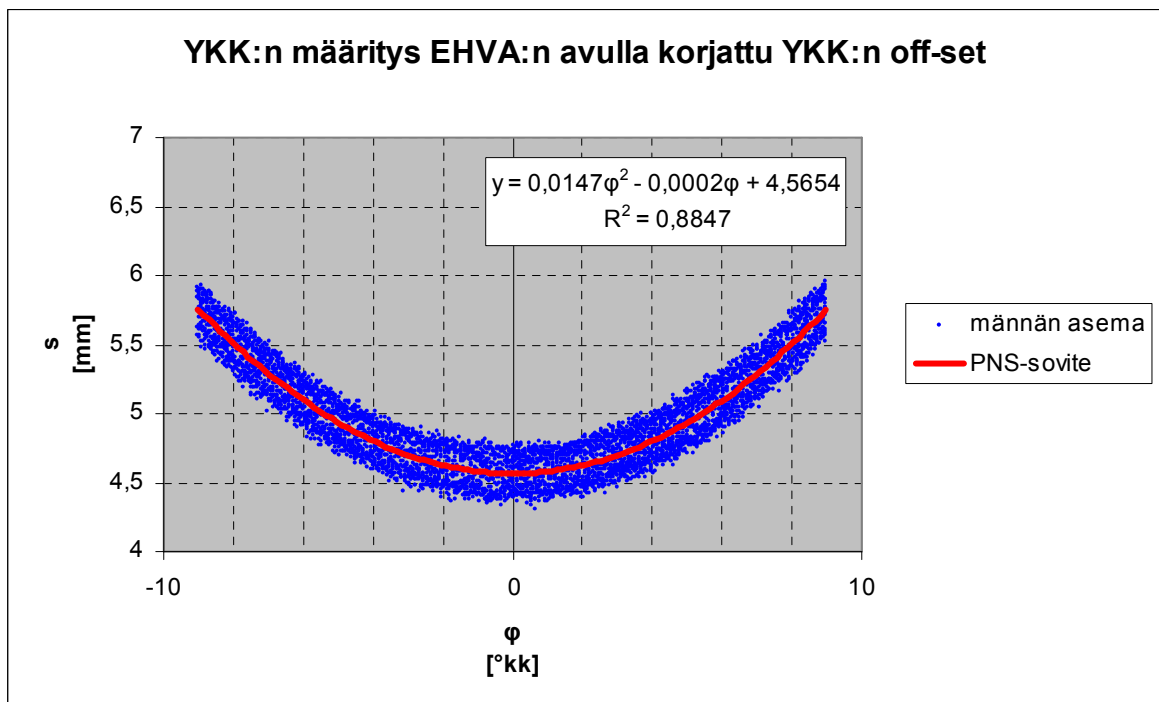
Yläkuolokohdan merkitys tuotantomootorissa ei ole niin suuri kuin LEO:ssa. Tuotantomootorissa venttiilien ajoitus suhteessa yläkuolokohtaan riippuu siitä, kuinka tarkasti nokka-akseli on ajoitettu suhteessa kampiakseliin. LEO:ssa yläkuolokohdan oikealla ajoituksella on paljon suurempi merkitys kuin tuotantomootorissa. Yläkuolokohdan virhe vaikuttaa sekä venttiilien että polttoaineen ruiskutuksen ajoitukseen. Jos virhe on riittävän suuri, niin venttiilit voivat osua mäntään, mistä seuraa moottorivaurio. Tuotantomootorissa virhe yläkuolokohdan määrittämisessä vaikuttaa polttoaineen ruiskutuksen ajoitukseen. Tuotantomootorissa yläkuolokohta määritetään nokka-akselilla olevalta triggauspyörältä. Jos nokka-akseli on ajoitettu oikein, niin polttoaineen ruiskutuskin tapahtuu oikeaan aikaan.

LEO:ssa EHVA:a voidaan käyttää yläkuolokohdan määrittämiseen. Hydraulijärjestelmän paine säädetään siten, että paine riittää avaamaan venttiilin kokonaan. Sopiva paine on noin 20 – 30 baaria. Avataan esimerkiksi imuventtiili kokonaan ja pyöritetään käsin sopivalla avaimella moottoria kampiakselin päästä mäntä hitaasti lähelle yläkuolokohtaa. Kun ohjausjärjestelmästä havaitaan, että venttiili alkaa liikkua, eli mäntä osuu venttiiliin, niin aloitetaan tallennus ja kampiakselia pyöritetään hitaasti yläkuolokohdan yli. Sopiva vauhti on noin 20 °kk/s kahden kolmen sekunnin ajan. EHVA:n liikeanturi mittaa venttiilin aseman. Koska venttiili osuu mäntään lähellä yläkuolokohtaa, niin samalla mitataan männän asema.

Kuvassa 34 on esimerkki yläkuolokohdan tarkistamisesta edellä mainitulla tavalla. Mittauspisteiden verhoikäyrän muodosta jo voidaan nähdä, että yläkuolokohta ei ole kohdallaan. Mittauspisteisiin on sovitettu pienimmän neliösumman menetelmällä sovite, jonka yhtälö ja korrelaatiokerroin näkyvät kuvassa. Mäntä on siis yläkuolokohdassa soviteen yhtälön derivaatan nollakohdassa, joka tässä tapauksessa on pyöristettynä 1,779 °kk. Moottorin ohjausjärjestelmän yläkuolokohdan off-set:a muutettiin saman verran. Muutoksen jälkeen mitattiin yläkuolokohta uudestaan. Kuvassa 35 on muutoksen jälkeinen tilanne. Soviteen derivaatan nollakohta on nyt pyöristettynä 0,007 °kk eli mäntä on käytännössä yläkuolokohdassa, kun kammenkulma-anturi näyttää 0.



Kuva 34 YKK:n määrittäminen käyttämällä EHVA:n liikeanturia männän aseman kammenkulman funktiona mittaamiseen



Kuva 35 Männän asema kammenkulman funktiona YKK:n off-setin muuttamisen jälkeen

8 Referenssiajot

8.1 Yleistä

Referenssiajotjen tarkoituksena oli säätää LEO- moottorin parametreja valituissa toimintapisteissä siten, että se vastaa SISU 84 CTA- tuotantomootoria. Toimintapisteiksi valittiin 1500 rpm:n pyörimisnopeudella 25 %, 50 %, 75 % ja 100 % kuormapisteet. Tuotantomootorilla ajettiin yhtenä päivänä verrattavat toimintapisteet ja niiden perusteella saatiin LEO-moottorin parametreille arvot. Moottoreiden toimintapisteiden samanlaisuutta arvioitiin sillä, miten hyvin moottoreiden

- sylinteripaine
- indikoitu tehollinen bruttokeskipaine,
- ilmankulutus,
- polttoaineen kulutus,
- ominaispäästöt ja
- lämmönvapautuminen vastaavat toisiaan.

Vertaaminen tehdään laskemalla verrattavien suureiden odotusarvot ja luottamusvälit.

LEO:n säätäminen vastaamaan tuotantomootoria oli yllättävän hankala. Tämä johtui varmaan osittain siitä, että tuotantomootorin referenssipisteet ajettiin vain kerran. Tuotantomootorilla olisi kannattanut ajaa useampana eri päivänä referenssit, jotta olisi saatu parempi käsitys moottorin parametrien vaihtelusta. Lähteessä [39] on ajettu samalla moottorilla koeajoja, joissa oli havaittu, että moottorin toiminta eri päivinä vaihtelee varsin paljon. Niissä koeajoissa oli jätetty yksi kuormapiste kokonaan tulosten käsittely ulkopuolelle moottorin toiminnan vaihtelun takia

25 % ja 75 % kuormapisteet jätetään vertaamisen ulkopuolelle. LEO- moottorin imuilman paine ei pysynyt riittävän hyvin vakiona 25 % kuormalla, josta johtuen LEO- moottoria ei saatu säädettyä vastaamaan tuotantomootoria. 75 % kuormalla tuotantomootorista on vain yksi mitta. Koska odotusarvojen vertaaminen perustuu otoskeskiarvoon ja luottamusväliin, joita ei voida laskea yhdelle mittaukselle, niin 75 % kuormapiste jätetään myös pois tulosten käsittelystä.

Moottoreiden toimintaa verrataan siis 50 % ja 100 % kuormilla, koska niistä kuormista löytyy sekä LEO-mootorilla että tuotantomootorilla monena eri päivänä ajettuja koeajoja. Tuotantomootorin koeajoista huomaa, että moottorin toiminta ei ole samanlaista joka päivä, vaan esimerkiksi sylinteripaineessa on hieman vaihtelua eri päivinä. Tuotantomootorin toiminnan vaihteluun vaikuttaa esimerkiksi imuilman lämpötila ja paine koeajohuoneessa. LEO-mootorilla on ajettu tutkimusmielessä koeajoja. Jokaisen koeajorupeaman aluksi moottorilla on ajettu niin sanotut referenssipisteet, joissa moottori on asetusarvoissa.

8.2 Sylinteripaine

Sylinteripaine mitattiin molemmissa moottoreissa sylinteripaineanturilla ja kammenkulma mitattiin kammenkulma-anturilla. Tuotantomootorin sylinteripaine tallennettiin 0,25 °kk välein 20 peräkkäiseltä työkierrolta. Työkiertojen sylinteripaineista laskettiin keskiarvo, jota vielä suodatettiin liukuvalla keskiarvolla. Mittauksia tehtäessä ja LEO:a säädettyä ei huomattu, että tuotantomootorin mitattua sylinteripainetta oli jo suodatettu ennen sen

tallentamista, mikä oli todennäköisesti suurin syy siihen, että LEO:n säätäminen vastamaan tuotantomoottoria oli erittäin vaikea ja osittain epäonnistui.

LEO:ssa tallennettiin moottorin ohjausjärjestelmästä kaikki mittaustiedot 2 sekunnin ajalta. mittaustaajuus ei ollut vakio, vaan se vaihteli hieman riippuen siitä, kuinka pitkä oli yksi ohjausjärjestelmän ohjelman läpikäyntiaika. Mittaukset tallentuivat noin 0,4 °kk välein. Työkiertoja mahtui yhteen mittaukseen hieman yli 20. Mittauksista otettiin mukaan kaikki täydet työkierrat. Mitattu sylinteripaine muutettiin 0,25 °kk väliseksi interpoloimalla. Sen jälkeen laskettiin syklien keskiarvo ja tehtiin samanlainen suodatus kuin tuotantomoottorin sylinteripaineelle.

Koska sylinteripaineanturi mittasi paineen muutosta, eikä se mitannut absoluuttista painetta, niin sylinteripaineeseen tehtiin tasokorjaus. Sylinteripaineen korjauksen suuruus määritettiin ahtopaineesta imutahdin alkuvaiheessa, jolloin männän nopeus on vielä pieni ja voidaan olettaa, että imusarjassa ja sylinterissä on sama paine.

LEO:n sylinteripainetta yritettiin saada samaksi kuin tuotantomoottorissa eri toimintapisteissä asettamalla ahtoilman lämpötila ja polttoaineen ruiskutusaika ja ajoitus samaksi kuin tuotantomoottorissa sekä säätämällä ahtoilman painetta ja pakokaasun vastapainetta. Sylinteripaineen samanlaisuutta arvioidaan sylinterin maksimipaineen suuruudella ja sen esiintymiskohdalla suhteessa yläkuolokohtaan

8.3 Tehollinen keskipaine

Moottorin pV-piirroksista voidaan määrittää sylinterissä olevan kaasun mäntään tekemä indikoitu työ työkierron aikana. Puristus- ja työtahdin aikana tehtyä työtä sanotaan indikoiduksi bruttotyöksi, joka on suurin mahdollinen työkierrosta moottorin kampiakselilta saatavissa oleva työmäärä. Pako- ja imutahdin aikana tehtyä työtä sanotaan indikoiduksi pumppaustyöksi. Indikoitu nettotyö saadaan vähentämällä indikoitu pumppaustyö indikoidusta bruttotyöstä. Moottorin akselilta saatava työ saadaan vähentämällä moottorin mekaaniset ja apulaitteista johtuvat häviöt indikoidusta työstä. [1]

Kahden peräkkäisen kammenkulman φ_i ja φ_{i+1} välissä sylinteripaineen mäntään tekemä työ lasketaan yhtälöllä [1]

$$W = \frac{1}{2} \frac{p(\varphi_i) + p(\varphi_{i+1})}{V(\varphi_{i+1}) - V(\varphi_i)}, \quad (16)$$

jossa $p(\varphi_i)$ on paine kammenkulmalla φ_i [Pa]

$p(\varphi_{i+1})$ on paine kammenkulmalla φ_{i+1} [Pa]

$V(\varphi_i)$ on tilavuus kammenkulmalla φ_i [m³]

$V(\varphi_{i+1})$ on tilavuus kammenkulmalla φ_{i+1} [m³]

Indikoitu bruttotyö W_{gi} saadaan laskemalla yhteen puristus- ja työtahdin ajalta kaikki peräkkäisten kammenkulmien aikana tehdyt työt ja vastaavasti indikoitu pumppaustyö W_{pi} saadaan laskemalla yhteen imu- ja pakotahdin ajalta kaikki peräkkäisten kammenkulmien aikana tehdyt työt. [1]

Indikoitua työtä vastaava tehollinen keskipaine saadaan jakamalla työ sylinterin iskutilavuudella eli esimerkiksi indikoitu tehollinen bruttokeskipaine $imep_g$ saadaan yhtälöllä [1]

$$imep_g = \frac{W_{gi}}{V_i}, \quad (17)$$

jossa W_{gi} on indikoitu bruttotyö [J]

V_i on iskutilavuus [m³]

Moottoria säädettäessä verrattiin tehollista bruttokeskipainetta, mikä on yksi syy siihen, että LEO:a ei saatu niin hyvin vastaamaan tuotantomootoria. Olisi ollut parempi verrata tehollista nettokeskipainetta. Tuloksissa on kuitenkin laskettu luottamusvälit molemmille.

8.4 Lämmönvapautuminen

Moottorin nettolämmönvapautumisen nopeus kammenkulman funktiona lasketaan yhtälöllä [1]

$$\frac{dQ_n(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p(\varphi) \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} + \frac{1}{\gamma-1} V(\varphi) \frac{dp(\varphi)}{d\varphi}, \quad (18)$$

jossa $p(\varphi)$ on sylinteripaine kammenkulman funktiona [Pa]

$V(\varphi)$ on sylinterin tilavuus kammenkulman funktiona [m³]

γ on isentrooppivakio [-]

Sylinterin tilavuus ja tilavuuden derivaatta kammenkulman suhteen lasketaan yhtälöillä

$$V(\varphi) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} \left[l + \frac{S}{2} - \left(\frac{S}{2} \cos(\varphi) + \sqrt{l^2 - \frac{S^2}{4} \sin^2(\varphi)} \right) \right] \quad (19)$$

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\pi B^2}{4} \left(\frac{S}{2} \sin(\varphi) + \frac{\frac{S^2}{4} \cos(\varphi) \sin(\varphi)}{\sqrt{l^2 - \frac{S^2}{4} \sin^2(\varphi)}} \right), \quad (20)$$

joissa V_c on puristustilavuus [m³]

B on sylinterin halkaisija [m]

S on iskupituus [m]

l on kiertokangen pituus [m]

φ on kammenkulma [°]

Käyttämällä Taylorin sarjoja sylinteripaineen derivaatta kammenkulmalla φ_i lasketaan yhtälöllä [2]

$$\frac{dp(\varphi_i)}{d\varphi} = \frac{p(\varphi_{i-2}) - 8p(\varphi_{i-1}) + 8p(\varphi_{i+1}) - p(\varphi_{i+2})}{12h}, \quad (21)$$

jossa h on mittausväli kammenkulmissa (tässä 0,25 °kk) [°]

Sylinteripaineen derivaatta on varsin kohinainen, joten sitä suodatetaan seuraavalla suodatuksella [2]

$$\frac{dp(\varphi_i)}{d\varphi} = \frac{\frac{dp(\varphi_{i-1})}{d\varphi} + 2\frac{dp(\varphi_i)}{d\varphi} + \frac{dp(\varphi_{i+1})}{d\varphi}}{4} \quad (22)$$

Isentrooppivakiolle γ voi käyttää periaatteessa vakioarvoa 1,40, mutta koska se on selvästi lämpötilasta riippuvainen, niin tässä työssä se lasketaan käyttämällä seuraavaa Egnellin yhtälöä [34]

$$\gamma = \gamma_0 - k_1 e^{\frac{-k_2}{T}}, \quad (23)$$

jossa γ_0 on isentrooppivakion referenssiarvo = 1,38

k_1 on vakio = 0,2

k_2 on vakio = 800

T on kaasun lämpötila [K]

Lämpötila T_i kammenkulmalla φ_i arvioidaan käyttämällä ideaalikaasun tilayhtälöä [35]

$$T_i = \frac{p_i V_i}{p_{i-1} V_{i-1}} T_{i-1}. \quad (24)$$

Lämpötilaa T aletaan laskea vasta kun puristus alkaa imuventtiilin sulkeuduttua. Tässä työssä valittiin kammenkulma 135 °kk EYKK, jossa oleva lämpötila puristuksen alkaessa T_{p0} arvioidaan yhtälöllä [36]

$$T_{p0} = 70 + \frac{5}{6} T_{ca}, \quad (25)$$

jossa T_{ca} on ahtoilman lämpötila [K]

Kumulatiivinen lämmönvapautuminen lasketaan integroimalla nettolämmönvapautumisen yli alkaen puristustahdin kammenkulmasta 135 °kk EYKK paisunnan loppuun asti.

Lämmönvapautumisen yhtä suuruutta arvioidaan tarkastelemalla nettolämmönvapautumisen ja kumulatiivisen lämmönvapautumisen suurimpia arvoja ja niiden esiintymisaikaa.

Kumulatiivisesta lämmönvapautumisesta arvioidaan myös palamisen alkamishetki, joka on kumulatiivisen lämmönvapautumisen pienin arvo yläkuolokohdan lähellä. Tämä analyysi on tehty vain mielenkiinnosta asiaa kohtaa, koska LEO:ssa ei voitu toteuttaa polttoaineen esiruiskutusta, niin on mielenkiintoista nähdä miten se näkyy palamisen alkamishetkessä.

8.5 Ominaispäästöt

Ominaispäästöt määritetään standardin ISO-8781 mukaisesti, jossa ne lasketaan moottorin akselitehoa kohti. Koska LEO:n tuottama akseliteho on hankala mitata, niin tässä diplomityössä ominaispäästöt lasketaan käyttämällä tehona moottorin indikoitua bruttotehoa.

Raa'asta pakokaasusta mitatun kaasumaisen päästön pitoisuudesta lasketaan päästön massavirta yhtälöillä [37]

$$Gas_{mass} = u \times conc_w \times K_{HDIES} \times G_{EXHW} \quad (26)$$

$$G_{EXHW} = G_{AIRW} + G_{FUEL}, \quad (27)$$

$$conc_w = k_w conc_d, \quad (28)$$

$$k_w = k_{w,r,1} = \left(1 - F_{FH} \frac{G_{FUEL}}{G_{AIRD}} \right) - k_{w2}, \quad (29)$$

$$F_{FH} = ALF \times 0,1448 \times \frac{1}{1 + \frac{G_{FUEL}}{G_{AIRW}}}, \quad (30)$$

$$k_{w2} = \frac{1,608 H_a}{1000 + 1,608 H_a}, \quad (31)$$

$$H_a = \frac{6,22 \times R_a \times p_a}{p_B - p_a \times R_a \times 10^{-2}}, \quad (32)$$

joissa	Gas _{mass}	on kaasun massavirta [kg/h]
	u	on kaasukohtainen kerroin [-]
	conc _w	on kaasun märkäpitoisuus [ppm, %]
	K _{HDIES}	on NO _x - päästön kerroin vallinneeseen ilmanpaineeseen ja kosteuteen [-]
	G _{EXHW}	on märän pakokaasun massavirta [kg/h]
	G _{AIRD}	on kuivan imuilman massavirta [kg/h]
	G _{AIRW}	on märän imuilman massavirta [kg/h]
	G _{FUEL}	on polttoaineen massavirta [kg/h]
	k _w	on korjauskerroin kuivasta pitoisuudesta märeksi [-]
	k _{w2}	on absoluuttisesta kosteudesta riippuva kerroin[-]
	F _{FH}	on polttoaineen ja polttoaine-ilma- suhteesta riippuva kerroin [-]
	ALF	on polttoaineen vetypitoisuus [%]
	H _a	on absoluuttinen imuilman kosteus [g/kg _{kuivaa imuilmaa}]
	R _a	on imuilman suhteellinen kosteus [%]
	p _a	on imuilman kyllästymishöyrynpaine [kPa]
	p _B	on imuilman kokonaisilmanpaine [kPa]

Taulukossa 7 on esitetty tarvittavat u-kertoimen arvot eri kaasuille [37].

Taulukko 7 u-kertoimen arvoja eri kaasuille [37]

kaasu	u	conc
NO _x	0,001587	ppm
CO	0,000966	ppm
HC	0,000479	ppm

Päästöistä arvioidaan hiilivetyjen, typen oksidien ja hiilimonoksidin ominaispäästöjen lisäksi savutuksen yhtäsuuruutta.

8.6 Imuilman massavirta

Märän pakokaasun massavirran imuilman osuus saadaan mittaamalla. LEO:ssa imuilman massavirta mitattiin suoraan coriolismittarilla. Tuotantomoottorin imuilman massavirta mitattiin käyttämällä standardin DIN 1952 mukaista suutinta, joka vastaa standardin ISO 5167-1 mukaista ISA 1932-suutinta, joka vaatisi etuputken. Etuputkea ei ollut asennettuna moottoriin, joten laskenta tehdään standardi DIN 1952 mukaan, jolloin etuputkea ei tarvita. [38, 39]

Etuputkettomalle mittasuuttimelle on standardissa ISO 1952 annettu vakioarvo virtauskerrotimeksi α [39]

$$\alpha = 0,99, \quad \text{kun } Re \geq 55000$$

Tarkistetaan mittasuuttimen jälkeisen virtauksen Reynoldsin luku Re virtausputkessa. koska moottorin imuilman tilavuusvirta ei ole tiedossa, niin se pitää arvioida. Ahtamattoman moottorin tilavuusvirta pyörimisnopeuden funktiona voidaan arvioida yhtälöllä [39]

$$\dot{V}_{est} = \frac{iD^2\pi Sn}{4j}, \quad (33)$$

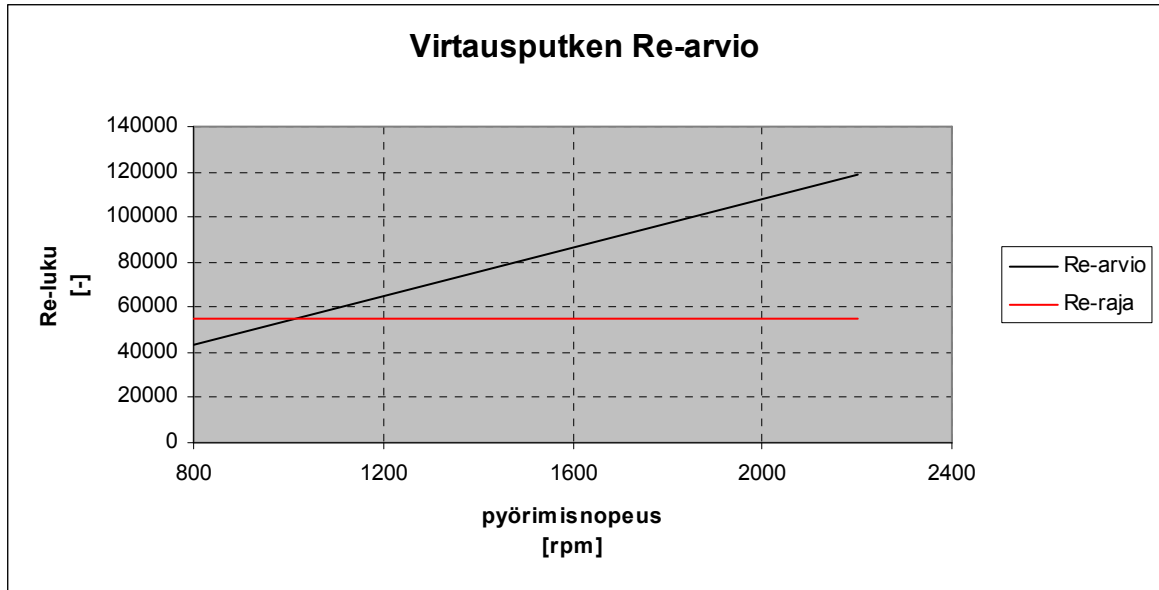
jossa	i	on sylinterien lukumäärä [-]
	D	on sylinterin halkaisija [m]
	π	on vakio
	S	on iskunpituus [m]
	n	on pyörimisnopeus [1/s]
	j	on toimintatapakerroin: 2-tahtiselle 1 ja 4-tahtiselle 2

Mittasuuttimen jälkeisen virtausputken Re - luku moottorin arvioidulla imuilman tilavuusvirralla \dot{V}_{est} lasketaan yhtälöllä [39]

$$Re = \frac{4\dot{V}_{est}}{\pi D_{ap} \nu}, \quad (34)$$

jossa	\dot{V}_{est}	on moottorin arvioitu imuilman tilavuusvirta [m ³ /s]
	π	on vakio
	D_{ap}	on virtausputken halkaisija [m]
	ν	on ilman kinemaattinen viskositeetti ($1,53 \times 10^{-5}$ m ² /s) [m ² /s]

Kuvaan 36 on piirretty Sisu 84 CTA moottorin imuilman massavirran arvioitu Re -luku pyörimisnopeuden funktiona ja raja-arvoa 55000 vastaava viiva ottamatta huomioon moottorin ahtamista. Moottorin iskunpituus $S = 145$ mm, sylinterin halkaisija $D = 111$ mm ja sylinterien lukumäärä $i = 6$. Mittasuuttimen jälkeisen virtausputken halkaisija $D_{ap} = 108$ mm. Kuvasta nähdään, että tässä työssä käytetyllä moottorin pyörimisnopeudella 1500 rpm voidaan käyttää virtauskerrotimeksi α vakioarvoa 0,99 kaikilla kuormilla.



Kuva 36 Re-luku mittasuuttimen jälkeisessä virtausputkessa pyörimisnopeuden funktiona Sisu 84 CTA-moottorille

Mittasuuttimen aukon ja mittasuuttimen jälkeisen virtausputken aukkosuhde m lasketaan yhtälöllä [39]

$$m = \frac{d^2}{D_{ap}^2}, \quad (35)$$

jossa d on mittasuuttimen aukon halkaisija [m]
 D_{ap} on mittasuuttimen jälkeisen virtausputken sisähalkaisija [m]

Paine-ero mittasuuttimen yli lasketaan yhtälöllä [40]

$$\Delta p = \rho_v g \Delta h, \quad (36)$$

jossa ρ_v on veden tiheys U-putkessa mittahuoneen lämpötilassa (n.20 °C)
 (0,9982 kg/m³) [kg/m³]
 g on maan vetovoiman kiihtyvyys [m/s²]
 Δh on vesipatsaiden korkeusero U-putkessa [m]

Mittasuuttimen purkautumiskerroin ε lasketaan yhtälöllä [39]

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1-m^2}{1-m^2 \left(\frac{p_2}{p_k}\right)^{\frac{2}{\kappa}}}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1-\frac{p_2}{p_k}} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_2}{p_k}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_k}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}, \quad (37)$$

jossa m on mittasuuttimen aukkosuhde [-]
 p_k on paine ennen mittasuutinta eli koeajohuoneen paine [Pa]

p_2	on paine mittasuuttimen jälkeen [Pa]
κ	on ilman adiabaattivakio (1,41) [-]

Kylläisen vesihöyryn paine p_{kvh} lämpötilassa T saadaan ratkaisemalla p_{kvh} yhtälöstä [41]

$$\ln\left(\frac{p_{kvh}}{p_c}\right) = \frac{T_c}{T} \left(C_1 \vartheta + C_2 \vartheta^{1,5} + C_3 \vartheta^3 + C_4 \vartheta^{3,5} + C_5 \vartheta^4 + C_6 \vartheta^{7,5} \right), \quad (38)$$

josta saadaan ratkaistua p_{kvh}

$$p_{kvh} = p_c e^{\left(\frac{T_c}{T} (C_1 \vartheta + C_2 \vartheta^{1,5} + C_3 \vartheta^3 + C_4 \vartheta^{3,5} + C_5 \vartheta^4 + C_6 \vartheta^{7,5}) \right)}, \quad (39)$$

jossa $\vartheta = 1 - \frac{T}{T_c}$

T	on lämpötila [K]
T_c	on kriittinen lämpötila [647,096 K] [K]
p_c	on kriittinen paine [220640 hPa] [hPa]
C_1	on -7,85951783 [-]
C_2	on 1,84408259 [-]
C_3	on -11,7866497 [-]
C_4	on 22,6807411 [-]
C_5	on -15,9618719 [-]
C_6	on 1,80122502 [-]

Kylläisen vesihöyryn tiheys lämpötilan funktiona on esitetty liitteen 4 taulukossa, jonka arvoihin on sovitettu 5. asteen polynomi. Kylläisen vesihöyryn tiheys lasketaan yhtälöllä

$$\rho_{kvh} = k_1 T + k_2 T^2 + k_3 T^3 + k_4 T^4 + k_5 T^5 + k_6, \quad (40)$$

jossa

T	on lämpötila [K]
k_1	on 0,000333752014171296 [-]
k_2	on 0,0000103735523655502 [-]
k_3	on 1,58728481941539E-07 [-]
k_4	on 2,15097486263444E-09 [-]
k_5	on 7,24987741552736E-12 [-]
k_6	on 0,00484203769072344 [-]

Kuivan imuilman tiheys ρ_{iku} lasketaan yhtälöllä [39]

$$\rho_{iku} = \rho_0 \left(\frac{p_k - \Phi p_{kvh}}{p_0} \right) \frac{T_0}{T_{ia}}, \quad (41)$$

jossa	ρ_0	on kuivan ilman tiheys NTP-olosuhteissa (1,293 kg/m ³) [kg/m ³]
	p_k	on koeajohuoneen paine [Pa]
	Φ	on ilman suhteellinen kosteus koeajohuoneessa [%]
	p_{kvh}	on kylläisen vesihöyryn osapaine lämpötilassa T_{ia} [Pa]
	p_0	on NTP-olosuhteiden paine [101325 Pa] [Pa]
	T_0	on NTP-olosuhteiden lämpötila [273,15 K] [K]
	T_{ia}	on imuilman lämpötila [K]

Kostean ilman tiheys ρ_{iko} lasketaan yhtälöllä [39]

$$\rho_{iko} = \rho_{iku} + \Phi \rho_{kvh}, \quad (42)$$

jossa	ρ_{iku}	on kuivan ilman tiheys [kg/m ³]
	Φ	on suhteellinen kosteus [%]
	ρ_{kvh}	on kylläisen vesihöyryn tiheys ilmassa [kg/m ³]

Kuivan ilman massavirta \dot{m}_{iku} lasketaan yhtälöllä [39]

$$\dot{m}_{iku} = \rho_{iku} \alpha \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{iko}}}, \quad (43)$$

jossa	ρ_{iku}	on kuivan ilman tiheys [kg/m ³]
	ρ_{iko}	on kostean ilman tiheys [kg/m ³]
	α	on virtauskerroin [-]
	ε	on paisuntakerroin [-]
	π	on 3,1415
	d	on suuttimen kurkun halkaisija [m]
	Δp	on paine-ero mittasuuttimen yli [Pa]

Moottorin kostea imuilman massavirta \dot{m}_{iko} lasketaan yhtälöllä [39]

$$\dot{m}_{iko} = \frac{\rho_{iko}}{\rho_{iku}} \dot{m}_{iku}, \quad (44)$$

jossa	\dot{m}_{iku}	on kuivan ilman massavirta [kg/h]
	ρ_{iko}	on kostean ilman tiheys [kg/m ³]
	ρ_{iku}	on kuivan ilman tiheys [kg/m ³]

8.7 Polttoaineen massavirta

Tuotantomoottorin polttoaineen massavirta mitattiin polttoainevaa'alla ja moottorin ohjausjärjestelmästä otettiin ylös ruiskutuksen parametrit, jotka olivat esi- ja pääruiskutuksen ruiskutusaika ja niiden välinen aika, ruiskutuspainne ja pääruiskutuksen ajoitus suhteessa yläkuolokohtaan. LEO:a säädettyäessä huomattiin, että sen ohjausjärjestelmä ei kyennyt toteuttamaan esiruiskutusta. Syynä oli EHVA:n lisäämisestä aiheutunut ohjausjärjestelmän läpikäyntiajan piteneminen. Tämä tarkoitti käytännössä sitä, että LEO:a ei saatu säädettyä vastaamaan täysin tuotantomoottori niissä pisteissä, joissa polttoaineen esiruiskutus on käytössä. Polttoaineen massavirralla on myös merkitystä moottorin ominaispäästöjen laskemisessa, koska siihen tarvitaan pakokaasun massavirta, johon polttoaineen massavirta vaikuttaa.

8.8 Referenssiajojen tulokset

Taulukoon 8 on koottu verrattavien suureiden yhteenveto 50 % kuormalla. Taulukkoon 9 on koottu verrattavien suureiden yhteenveto 100 % kuormalla. Taulukoissa on kummallekin moottorille suureiden koeajopisteiden lukumäärä, keskiarvot ja 90 % luottamustasoa vastaavat luottamusvälien ala- ja ylärajat. Taulukoihin on merkitty vihreällä värillä ne suureet, jotka ovat 90 % luottamustasolla yhtä suuret.

8.8.1 50 % kuorma

50 % kuormalla polttoaineen massavirrat ovat samat kummallakin moottorilla. Imuilman massavirta jää LEO:ssa pienemmäksi molemmilla kuormilla, mikä johtuu osittain siitä, että LEO:n imuilman tuottaa ulkoinen kompressori, jonka tuottama paineilma kuivataan kuivaimella. Sylinteripaineen maksimi-arvotkaan eivät ole samat ja vieläpä niin, että LEO:ssa sylinteripaine on suurempi kuin tuotantomoottorissa. Tämä indikoi sitä, että sylinterissä on puristuksen alussa enemmän kaasua tai korkeampi lämpötila. Sitä miksi näin on, ei voida aukottomasti sanoa. Voi olla, että palotilan huuhtelu ei ole samanlainen molemmissa moottoreissa, mikä voi johtua liian lyhyestä venttiilien ristiinmenosta LEO:ssa. Indikoitu tehollinen pumppauskeskipaineikin jää pienemmäksi LEO:ssa, mikä johtuu, liian suuresta pakokaasun vastapaineesta, liian pienestä ahtoilman paineesta tai venttiilien nousut ja ajoitukset eivät vastaa tuotantomoottoria erityisesti pienillä nousuilla. Ahtoilman paineen nostaminen kasvattaisi puristuksen alussa sylinterissä olevan kaasun massaa ja painetta, jolloin sylinteripaineen maksimi-arvo suurenisi entisestään. Kaasun lämpötila puristuksen alussa tosin laskisi hieman, mikä taas pienentäisi puristuksen aikana paineen nousua. Pakokaasun vastapaineen pienentäminen lisäisi ilman massavirtaa moottorin läpi. Samaan aikaan puristuksen alussa sylinterissä olevan kaasun massa ei lisääntyisi, koska ahtopaine pysyisi samana. Pakokaasun happipitoisuus olisi antanut huomattavasti lisätietoa kaasunvaihdesta. Harmillisesti happianalysaattori oli rikki, joten se tieto jäi mittaamatta. Todennäköisesti suurin syy sylinteripaineen erolle on se, että tuotantomoottorin sylinteripainetta on suodatettu kahteen kertaan, jolloin esimerkiksi huippupaine jää matalammaksi. Lisäksi tuotantomoottorin mittauksissa käytetty sylinteripaineen suodatusmenetelmä jäi epäselväksi.

Sylinteripaineen maksimin esiintymiskohdatkaan eivät ole samassa kohdassa. Tähän aiheuttaa epävarmuutta kammankulman mittauksen epävarmuus, joka johtuu muun muassa kampaikselin värähtelyistä.

Päästöistä hiilivetyypäästöt eroavat moottoreiden välillä. Tämä voi johtua systemaattisesta virheestä tulosten laskennassa. Koska hiilivetyanalysaattorin kalibrointiin käytettiin pro-

paania, jolla on kolmen hiiliatomin ketju, niin sen mittaustulos pitää kertoa kolmella. Näyttää vahvasti siltä, että se on jäänyt tekemättä LEO:n osalta tuloksia laskettaessa.

Lämmönvapautumiset ovat käytännössä samat. LEO:ssa tosin luottamusväli on huomattavasti suurempi, mikä on merkki siitä, että mittaustuloksissa on suurempi vaihtelu.

Palamisen alkamishetkissä on varsin suuri ero. Tämä johtuu siitä, että tuotantomoottorissa oli käytössä esiruiskutus, jota LEO ei kyennyt toteuttamaan. LEO:ssa polttoaineen ruiskutuksen ajoituksena käytettiin tuotantomoottorin pääruiskutuksen ajoitusta.

Taulukko 8 Verrattavat suureet 50 % kuormalla

Luottamustaso 90 %	SISU				LEO			
	n	min	ka	max	n	min	ka	max
Kostean ilman massavirta [kg/h]	12	122,82	126,19	129,56	13	116,22	117,87	119,51
Polttoaineen massavirta [kg/h]	12	4,08	4,15	4,21	13	4,08	4,21	4,35
imep brutto [bar]	12	10,83	10,89	10,95	13	10,81	10,86	10,91
imep pumppaus [bar]	12	0,12	0,13	0,15	13	-0,21	-0,09	0,03
imep netto [bar]	12	10,96	11,03	11,09	13	10,61	10,78	10,94
maksimisylinteripaine [bar]	12	80,52	81,51	82,50	13	82,84	84,48	86,12
Sylinteripaineen maksimin kohta [°kk]	12	-0,33	0,29	0,92	13	-0,89	-0,65	-0,42
CO [g/kWh]	11	0,46	0,50	0,54	9	0,41	0,60	0,78
HC [g/kWh]	12	0,17	0,20	0,23	10	0,03	0,07	0,10
Nox [g/kWh]	12	2,57	2,65	2,73	10	2,47	2,71	2,95
Savutus [FSN]	12	1,31	1,38	1,44	12	0,67	1,04	1,41
Nettolämmönvautumisen maksimi [J/°kk]	12	120,51	127,28	134,04	13	122,57	124,07	125,56
Nettolämmönvapautumisen kohta [°kk]	12	-22,57	9,71	41,99	13	22,06	22,77	23,48
Kum. lämmönvapautuminen [J]	12	3364,53	3428,52	3492,51	13	3426,68	3482,16	3537,64
Kum. lämmönvapautumisen kohta [°kk]	12	99,98	103,00	106,02	13	99,78	110,48	121,18
Palamisen alku [°kk]	12	-0,84	0,67	2,17	13	4,80	5,71	6,62

8.8.2 100 % kuorma

100 % kuormalla polttoaineen massavirrat ovat samat. Imuilman massavirta jää selvästi pienemmäksi ja sylinteripaineen maksimi on kuitenkin suurempi LEO:ssa. Pakokaasun happipitoisuus olisi antanut huomattavasti tälläkin kuormalla lisätietoa kaasunvaihdosta. Todennäköisesti sylinteripaineen eron suurin yksittäinen selittäjä on tuotantomoottorin sylinteripaineen suodatus jo mittausvaiheessa. Sylinteripaineen maksimin esiintymiskohdat ovat samat.

Teholliset brutto- ja nettokeskipaineet ovat samat, vaikka pumppauskeskipaine on huomattavasti pienempi LEO:ssa. LEO:n pumppauskeskipaineen jääminen selvästi pienemmäksi voi johtua esimerkiksi liian matalasta ahtopaineesta, liian korkeasta pakokaasun vastapaineesta tai liian pienistä venttiilien nousuista ja liian lyhyestä venttiilien ristiinmenosta kaasunvaihdon aikana.

Päästöistä vain hiilimonoksidit ovat samat. Hiilivetypäästöjen erisuuren voi tässäkin tapauksessa selittää mahdollinen laskentavirhe. LEO:n suuremmat typenoksidipäästöt voivat johtua pienemmästä tai kuivemmasta imuilman massavirrasta.

Nettolämmönvapautumisen suurimassa arvossa on huomattava ero, joka voi johtua siitä, että se herkkä sylinteripaineen arvolle ja derivaatalle kammengkulman suhteen. Lisäksi käytetyt suodattimet ja yläkuolokohdan mittauksen tarkkuus vaikuttavat siihen varsin paljon. Kumulatiivinen lämmönvapautuminen ja sen maksimikohdan esiintymiskohta ovat samat.

Palamisen alkamisen hetket ovat huomattavasti lähempänä toisiaan kuin ne olivat 50 % kuormalla. Näin sen pitääkin olla, koska tällä kuormalla ei ole käytössä esiruisikutusta, jolloin polttoaineen ruiskutustapahtumat ovat todella lähellä toisiaan.

Taulukko 9 Verrattavat suureet 100 % kuormalla

Luottamustaso 90 %	SISU				LEO			
	n	min	ka	max	n	min	ka	max
Kostean ilman massavirta [kg/h]	9	196,94	198,70	200,46	9	171,95	176,17	180,38
Polttoaineen massavirta [kg/h]	9	8,09	8,15	8,21	9	7,89	8,19	8,49
imep brutto [bar]	9	21,15	21,27	21,38	9	21,01	21,31	21,61
imep pumppaus [bar]	9	0,43	0,45	0,46	9	-0,27	-0,04	0,19
imep netto [bar]	9	21,59	21,71	21,84	9	20,74	21,26	21,79
maksimisylinteripaine [bar]	9	129,55	130,90	132,25	9	131,92	133,19	134,46
Sylinteripaineen maksimin kohta [°kk]	9	-0,68	-0,53	-0,38	9	-0,77	-0,53	-0,28
CO [g/kWh]	8	0,38	0,42	0,45	6	0,22	0,38	0,55
HC [g/kWh]	9	0,09	0,11	0,13	6	0,00	0,04	0,08
Nox [g/kWh]	9	4,33	4,42	4,51	6	4,87	5,22	5,57
Savutus [FSN]	9	0,83	0,89	0,95	8	0,19	0,54	0,88
Nettolämmönvapautumisen maksimi [J/°kk]	9	215,29	225,20	235,12	9	203,00	206,56	210,11
Nettolämmönvapautumisen kohta [°kk]	9	11,84	17,86	23,88	9	15,10	16,64	18,17
Kum. lämmönvapautuminen [J]	9	6823,24	6887,29	6951,34	9	6654,83	6801,21	6947,59
Kum. lämmönvapautumisen kohta [°kk]	9	114,33	117,42	120,51	6	103,30	118,54	133,78
Palamisen alku [°kk]	9	3,11	3,19	3,28	9	1,42	2,25	3,08

9 Yhteenveto ja suositukset

Pakokaasujen päästömääräysten jatkuvasti kiristyessä tarvitaan entistä parempia työkaluja moottoreiden kehittämiseen. Erilaisia simulointiohjelmia voidaan menestyksekkäästi käyttää moottorin suoritusarvojen parantamiseksi. Moottorin palamisen simulointiin ei kuitenkaan ole riittävän hyvää ohjelmaa, joka korvaisi käytännön moottorikokeet.

Tavallisella tuotantomoottorilla on vaikea tehdä kokeita, joissa saadaan näkyviin yksittäisten parametrien vaikutus moottorin päästöihin. On esimerkiksi erittäin hankala testata ahtoilman paineen vaikutusta moottorin päästöihin, koska turboahdin linkittää moottorin pakko- ja imupaineen toisiinsa. Moottorin ruiskutusparametrien muuttaminen vaikuttaa myös pakopaineeseen ja turboahtimen kautta imupaineeseen. Imupaineen nousu nostaa myös imuilman lämpötilaa, jolla on vaikutus esimerkiksi palamiseen ja sitä kautta moottorin päästöihin.

TKK:n polttomoottorilaboratoriossa oli 1-sylinterinen optinen tutkimusmoottori. Tämän diplomityön aiheena oli kyseisen moottorin venttiilikoneiston muuttaminen sähköhydrauliseksi. Moottoriin asennettiin sähköhydraulinen venttiilikoneisto EHVA. Moottoriin muutostöiden tarvitsemat uudet osat ja järjestelmät suunniteltiin ja toteutettiin. EHVA:n vaatimat ohjausjärjestelmän muutokset rajattiin tämän työn ulkopuolelle ja ne toteutettiin laboratorion henkilökunnan toimesta. EHVA:n kiinnityslevy suunniteltiin siten, että siihen on mahdollista asentaa EHVA myös sylintereille 4 ja 5.

EHVA:n asentamisen jälkeen LEO-moottori on erittäin monipuolinen tutkimusmoottori. Moottorista voidaan säätää useita eri parametreja toisistaan riippumatta. Parametrit ovat

- venttiilien ajoitukset,
- venttiilien nousut,
- ahtoilman paine,
- ahtoilman lämpötila,
- pakokaasun vastapaine,
- polttoaineen ruiskutuksen ajoitus,
- polttoaineen ruiskutuksen kesto,
- polttoaineen ruiskutuksen paine ja
- EGR- typen määrä.

Polttoaineen ruiskutuksen jakamista osiin ei saatu toimimaan.

Osana tätä diplomityötä oli referenssiajojen suorittaminen. Tarkoitus oli säätää LEO-moottori vastaamaan SISU 84-CTA tuotantomoottoria. Referenssipisteiksi valittiin 1500 rpm:llä 25 %, 50 %, 75 % ja 100 % kuormat. Moottoreiden samanlaisuutta arvioitiin vertaamalla sylinteripaineen maksimia ja sen esiintymiskohtaa, indikoitua bruttotehoa, polttoaineen kulutusta, ominaispäästöjä ja nettolämmönvapautumisen huippuarvoa ja sen esiintymiskohtaa sekä kumulatiivisen lämmönvapautumisen huippuarvoa ja sen esiintymiskohtaa. Suureiden vertaaminen tehtiin suureen otoskeskiarvon ja 90 % luottamustasoa vastaavan luottamusvälin avulla.

25 % kuormapisteessä LEO-moottorin ahtopaine vaihteli niin paljon, että kyseinen piste jätettiin tulosten käsittelyn ulkopuolelle. Ahtopaineen vaihtelu johtui ulkoisesta ahtoilma-

järjestelmästä, joka ei saanut pidettyä painetta vakiona. Paineensäätöventtiili oli hieman liian suuri 25 % kuorman ilmamäärälle, jolloin hyvin pieni venttiilin säätö vaikutti suuresti ilman massavirtaan. 75 % kuormapiste jätettiin myös pois tulosten käsittelystä, koska siitä ei ollut riittävästi tuotantomootorilla mittaustuloksi, jotta otoskeskiarvo ja luottamusväli olisi voitu määrittää.

LEO:n säätäminen vastaamaan tuotantomoottoria oli varsin haastava tehtävä, joka käytännössä epäonnistui hieman. Ilmeisesti suurin syy siihen oli, että tuotantomoottorin sylinteripainekäyrää oli suodatettu ennen sen tallentamista. Suodattaminen tasoittaa käyrän vaihtelua ja pienentää maksimiarvoa. LEO:a säädettyäessä tuotantomoottorin mittausten suodatus ei huomattu.

LEO:a ja EHVA:a voidaan kehittää, jotta niistä saataisiin enemmän irti. Osa kehityskohteista voisi olla mahdollisia opinnäytetyön aiheita.

1. LEO-moottorin koko potentiaalin hyödyntäminen vaatisi ohjausjärjestelmän päivittämisen, jotta polttoaineen ruiskutusannos voitaisiin jakaa osiin.
2. Moottorin mittauksille kannattaisi tehdä erillinen järjestelmä.
3. Ohjausjärjestelmään voisi kehittää aktuaattorin ohjauskäyrän automaattisen kalibroinnin. Nykyisessä EHVA:ssa ohjauskäyrä täytyy käsin muuttaa ohjausjärjestelmässä, jos referenssikäyrää muutetaan, moottorin kuorma tai pyörimisnopeus muuttuu. Tämän voisi automatisoida siten, että kalibrointiohjelma minimoisi referenssikäyrän ja mitatun venttiilinousukäyrän eron muuttamalla ohjauskäyrää.
4. EHVA:sta voisi kehittää sellaisen version, jossa kullakin moottorin venttiilillä olisi oma aktuaattorinsa. Tällöin voitaisiin optimoida dralli- ja tangenttikananavan käyttö ja siten saada palamisen kannalta paras mahdollinen virtauskenttä sylinterin sisälle. On täysin mahdollista, että löytyy sellaiset epäsymmetriset venttiiliajoitukset, että olisi mahdollista jättää jokin pakokaasujen jälkikäsittelylaite pois. Sillä voisi olla huomattava vaikutus muuttuvien venttiiliajoitusten laajempaan yleistymiseen dieselmoottoreissa.
5. LEO:sta voisi kehittää helposti prototyyppialustan, jolla voisi testata erilaisten moottorin sisäisten komponenttien vaikutusta moottorin suoritusarvoihin vaihtamalla välillä osia. Koska EHVA:n kiinnityslevyssä on valmiiksi kaksi lisäpaikkaa EHVA:lle, niin lisäämällä niihin EHVA:t saadaan moottori, jossa on kolme toimivaa sylinteriä. Tällöin jokaisessa EHVA:llisessa sylinterissä voisi olla esimerkiksi erilaiset männät, polttoainesuuttimet ja erimittainen kiertokanki. Sylinterikannessa voisi myös olla kullakin sylinterillä erilaiset imu- ja pakokanavien muotoilut. Muuttamalla ohjausjärjestelmä ja tekemällä muiden järjestelmien vaatimat muutokset erilaisia moottorin komponentteja voisi kokeilla sammuttamatta moottori välillä. Tällöin ajetaan yhtä EHVA:llista sylinteriä kerrallaan ja pidetään muiden sylinterien venttiilit kiinni, jolloin pakokaasut tulevat vain yhdestä sylinteristä.
6. EHVA:ssa voisi olla paikka nostokoukulle. Noin 40 kg painavan ja suhteellisen kalliin komponentin käsittely välillä ahtaissakin olosuhteissa on toisinaan turhan haastavaa.

Lähdeluettelo

1. Heywood, J. B. Internal combustion engine fundamentals. New York, NY: McGraw-Hill; 1988. 930 s. ISBN 0-07-100499-8.
2. Stone, R. Introduction to internal combustion engines (3rd ed.). Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers; 1999. 641 s. ISBN 0-7680-0495-0.
3. Heisler, H. Advanced engine technology. London: Butterworth-Heinemann; 1995. 794 s. ISBN 0-340-56822-4.
4. Majewski, W. A., Khair, M. K. Diesel emissions and their control. Warrendale, PA: SAE International; 2006. 561 s. ISBN 0-7680-0674-0.
5. De Mers, D., Walters, G. 1999. Rr32 Guide to Exhaust Emission Control Options. September 1999, Land & Sea Systems, BAeSEMA Limited.
6. Rönkkö, T., Pirjola, L., Ntziachristos, L., Heikkilä, J., Karjalainen, P., Hillamo, R., Keskinen, J. 2014 Vehicle Engines Produce Exhaust Nanoparticles Even When Not Fueled. Environmental Science & Technology 2014 48 (3). S.2043-2050. DOI: 10.1021/es405687m.
7. Diesel Exhaust Particle Size, viitattu 20.4.2017, saatavissa https://www.dieselnet.com/tech/dpm_size.php
8. Oravisjärvi, Kati, Industry and traffic related particles and their role in human health. Oulu: University of Oulu, 2013. 154 s. saatavissa <http://urn.fi/urn:isbn:9789526202358>
9. Smith, A. Nanoparticles: How small can you go? Ricardo Quarterly Review Q1 2017 Shoreham by Sea: TwoTone Media Ltd: 2017. s.11-15
10. Euroopan parlamentin ja neuvoston asetukset (EU) 2016/1628, annettu 14 päivänä syyskuuta 2016, liikkuviin työkoneisiin tarkoitettujen polttomoottoreiden kaasun- ja hiukkaspäästöjen raja-arvoihin ja tyyppihyväksyntään liittyvistä vaatimuksista, asetusten (EU) N:o 1024/2012 ja (EU) N:o 167/2013 muuttamisesta ja direktiivin 97/68/EY muuttamisesta ja kumoamisesta (ETA:n kannalta merkityksellinen teksti), Euroopan unionin virallinen lehti no. 252, 16.9.2016, s. 53–117.
11. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 97/68/EY, annettu 16 päivänä joulukuuta 1997, liikkuviin työkoneisiin asennettavien polttomoottoreiden kaasun- ja hiukkaspäästöjen torjuntatoimenpiteitä koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämistä, Euroopan unionin virallinen lehti no. 59, 27.2.98, s. 1–86.
12. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2004/26/EY, annettu 21 päivänä huhtikuuta 2004, liikkuviin työkoneisiin asennettavien polttomoottoreiden kaasun- ja hiukkaspäästöjen torjuntatoimenpiteitä koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämisestä annetun direktiivin 97/68/EY muuttamisesta (ETA:n kannalta merkityksellinen teksti), Euroopan unionin virallinen lehti no. 146, 30.4.2004, s. 1–102.
13. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2002/88/EY, annettu 9 päivänä joulukuuta 2002, liikkuviin työkoneisiin asennettavien polttomoottorien kaasun- ja hiukkaspäästöjen torjuntatoimenpiteitä koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämisestä annetun direktiivin EY97/68/EY muuttamisesta, Euroopan unionin virallinen lehti no. 35, 11.2.2003, 28–81.

14. EU: Nonroad Engines, viitattu 22.4.2017, saatavissa <https://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php>
15. EU: Cars: Greenhouse Gas Emissions – ACEA Agreements, viitattu 24.4.2017, saatavissa https://www.dieselnet.com/standards/eu/ghg_acea.php
16. EU: Cars: Greenhouse Gas Emissions, viitattu 24.4.2017, saatavissa <https://www.dieselnet.com/standards/eu/ghg.php>
17. Euroopan parlamentin ja neuvoston asetus (EY) N:o 443/2009, annettu 23 päivänä huhtikuuta 2009, päästönormien asettamisesta uusille henkilöautoille osana yhteisön kokonaisvaltaista lähestymistapaa kevyiden hyötyajoneuvojen hiilidioksidipäästöjen vähentämiseksi, Euroopan unionin virallinen lehti no.140, 5.6.2009, s.1-15
18. Euroopan parlamentin ja neuvoston asetus (EU) N:o 333/2014, annettu 11 päivänä maaliskuuta 2014, asetuksen (EY) 443/2009 muuttamisesta uusien henkilöautojen hiilidioksidipäästöjen vähentämistavoitteiden saavuttamista vuoteen 2020 mennessä koskevien keinojen määrittelemiseksi, Euroopan unionin virallinen lehti no. 103, 5.4.2014, s. 15-21
19. Komission täytäntöönpanopäätös (EU) 2015/1132, annettu 10 päivänä heinäkuuta 2015, Porshe AG:n rullaustoiminnon hyväksyminen innovatiiviseksi teknologiaksi henkilöautojen hiilidioksidipäästöjen vähentämiseksi Euroopan parlamentin ja neuvoston asetuksen (EY) N:o 443/2009 nojalla (Eta:n kannalta merkityksellinen teksti), Euroopan unionin virallinen lehti no. 184, 11.7.2015, s. 22-30
20. Volvo: diesel engines unviable post 2020, viitattu 28.4.2017, saatavissa <http://www.caradvice.com.au/532218/volvo-diesel-engines-unviable-post-2020/>
21. Toyota Environmental Challenge 2050: Challenge 1: Zero CO2 emissions in new vehicles, viitattu 13.11.2017, saatavissa <http://blog.toyota.co.uk/toyota-environmental-challenge-2050>
22. Pitkänen, J., 1996. Mäntämoottoritekniikka: Kul-14.105, Luentomoniste erä nro 2, TKK, 108 s.
23. Kyttä, M., 2007. Diplomityö: Muuttuva venttiilinojaus työkonedieselmoottorissa, TKK, 77.
24. Lancefield, T., Methley, I., Räse, U., and Kuhn, T., "The Application of Variable Event Valve Timing to a Modern Diesel Engine," SAE Technical Paper 2000-01-1229, 2000, <https://doi.org/10.4271/2000-01-1229>.
25. US 2817322 A. Supercharged engine. Miller, M. Julk. 24.12.1957
26. Servicing modern 4WD diesels - the evils of carbon. Cray, A. viitattu 13.11.2017, saatavissa <https://www.sunshinecoastdaily.com.au/news/servicing-modern-diesels-evils-carbon/2790426/>
28. Pischinger, M., Salber, W., van der Staay, F., Baumgarten, H. et al., "Benefits of the Electromechanical Valve Train in Vehicle Operation," SAE Technical Paper 2000-01-1223, 2000, <https://doi.org/10.4271/2000-01-1223>.
29. Lu, X., Ding, C., Ramesh, A. K., Shaver, G. M., Holloway, E., McCarthy, J. Jr., Ruth, M., Koeberlein, E. and Nielsen, D. 2015. Impact of cylinder deactivation on active diesel particulate filter regeneration at highway cruise conditions. Frontiers in Mechanical Engineering 1:9. doi: 10.3389/fmech.2015.00009

30. Freevalve Update Camless Engine -- /INSIDE KOENIGSEGG. video. viitattu 30.4.2017, saatavilla
https://www.youtube.com/watch?time_continue=151&v=S3cFfM3r510
31. Schechter, M. and Levin, M., "Camless Engine," SAE Technical Paper 960581, 1996, <https://doi.org/10.4271/960581>.
32. Lehto, K., 2007. Diplomityö: Yksisylinterisen tutkimusmoottorin kampi- ja venttiilikoneiston sekä ehtojärjestelmän simulointi, TKK 2007, 96 s.
33. Elonheimo, A. 2009. Diplomityö: Control and data acquisition system of a single cylinder optical research engine, TKK 2009, 96s.
34. Egnell, R., "Combustion Diagnostics by Means of Multizone Heat Release Analysis and NO Calculation," SAE Technical Paper 981424, 1998, <https://doi.org/10.4271/981424>.
35. Lampinen, M. J., Termodynamiikan perusteet: Espoo. Otatieto 1997. 182 s. ISBN 951-672-256-3
36. Pitkänen, J. Polttomoottoritekniikka KUL-14.101, Mäntämoottorien perusteet ja kone-dynamiikka, Osa1 yleiset perusteet ja sylinterin päämittojen määrittäminen. Espoo 1995. 128 s. ISBN 951-22-2727-4
37. ISO 8187-1:1996. Reciprocating internal combustion engines- Exhaust emission measurement – part 1: Test-bed measurements of gaseous and particulate exhaust emissions. International Organization of Standardization. 1996. 97 s.
38. Aatola, H. 2008., Diplomityö: Vetykäsitelty kasviöljy työkonedieselmoottorin polttoaineena, TKK 2008. 117 s.
39. Juva, A. Turboahdetun dieselmoottorin imuilman massavirran mittaamista koskeva tutkimus. Espoo, Teknillinen Korkeakoulu, Polttomoottorilaboratorio, tutkimusselostus no. 34. 1980. 92 s. isbn 951-752-052-2.
40. Young, D. F., Munson, B. R., Okiishi T. H. A Brief Introduction to Fluid Mechanics, 2nd, 2000, 544 s. 0-471-36243-3
41. Humidity conversion formulas, Calculation formulas for humidity. Vaisala 2003. viitattu 30.4.2017 saatavissa
https://www.vaisala.com/sites/default/files/documents/Humidity_Conversion_Formulas_B210973EN-F
42. Häkkinen, K., Sarjovaara, T., Tilli, A., 2012. Ene-58.3010 Johdatus Energiatekniikkaan (2op). Polttomoottorin hyötysuhteen mittaaminen eri kierrosnopeuksilla ja polttoaineilla, Työ- ja raportointiohje. 12 s.

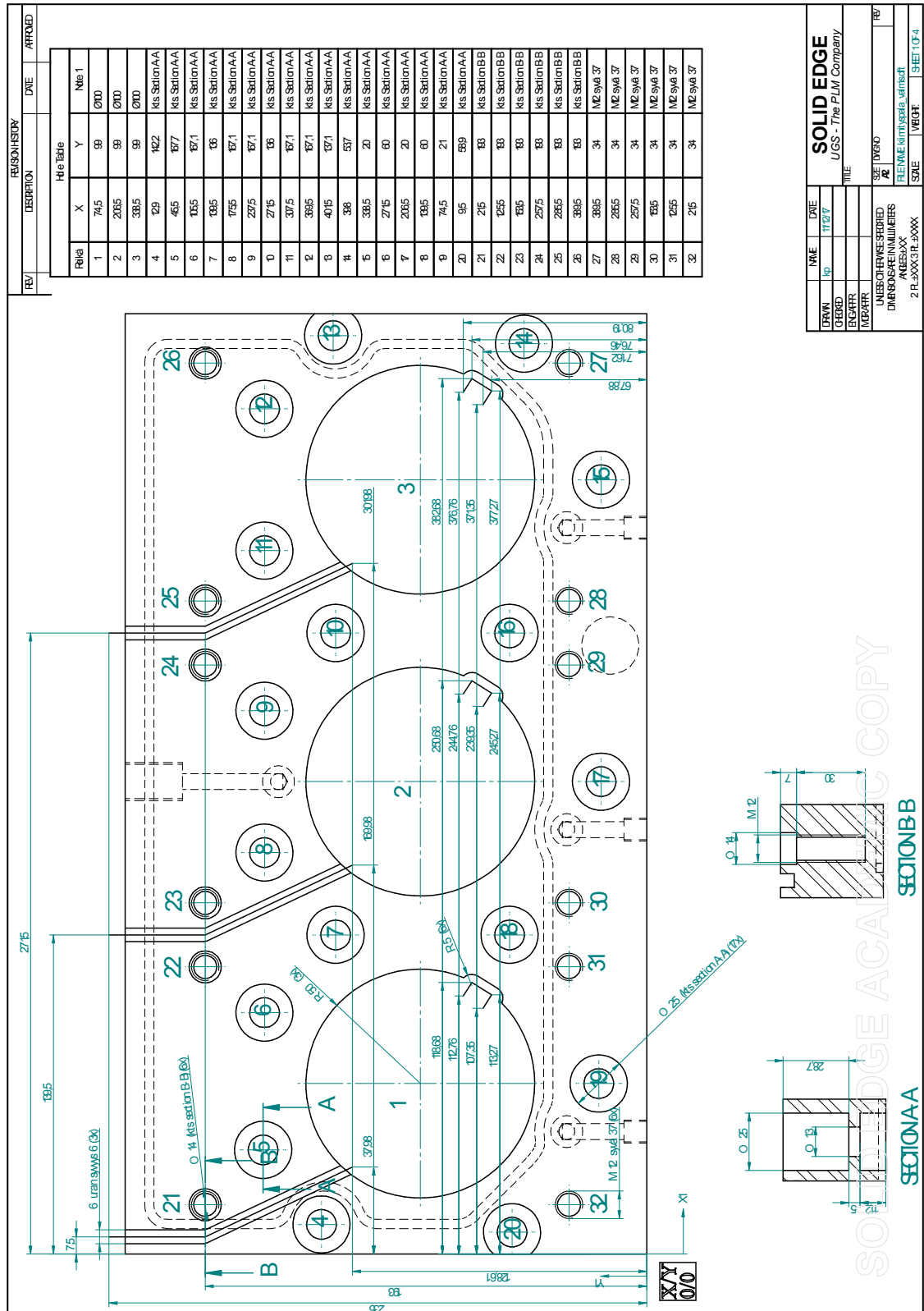
Liiteluettelo

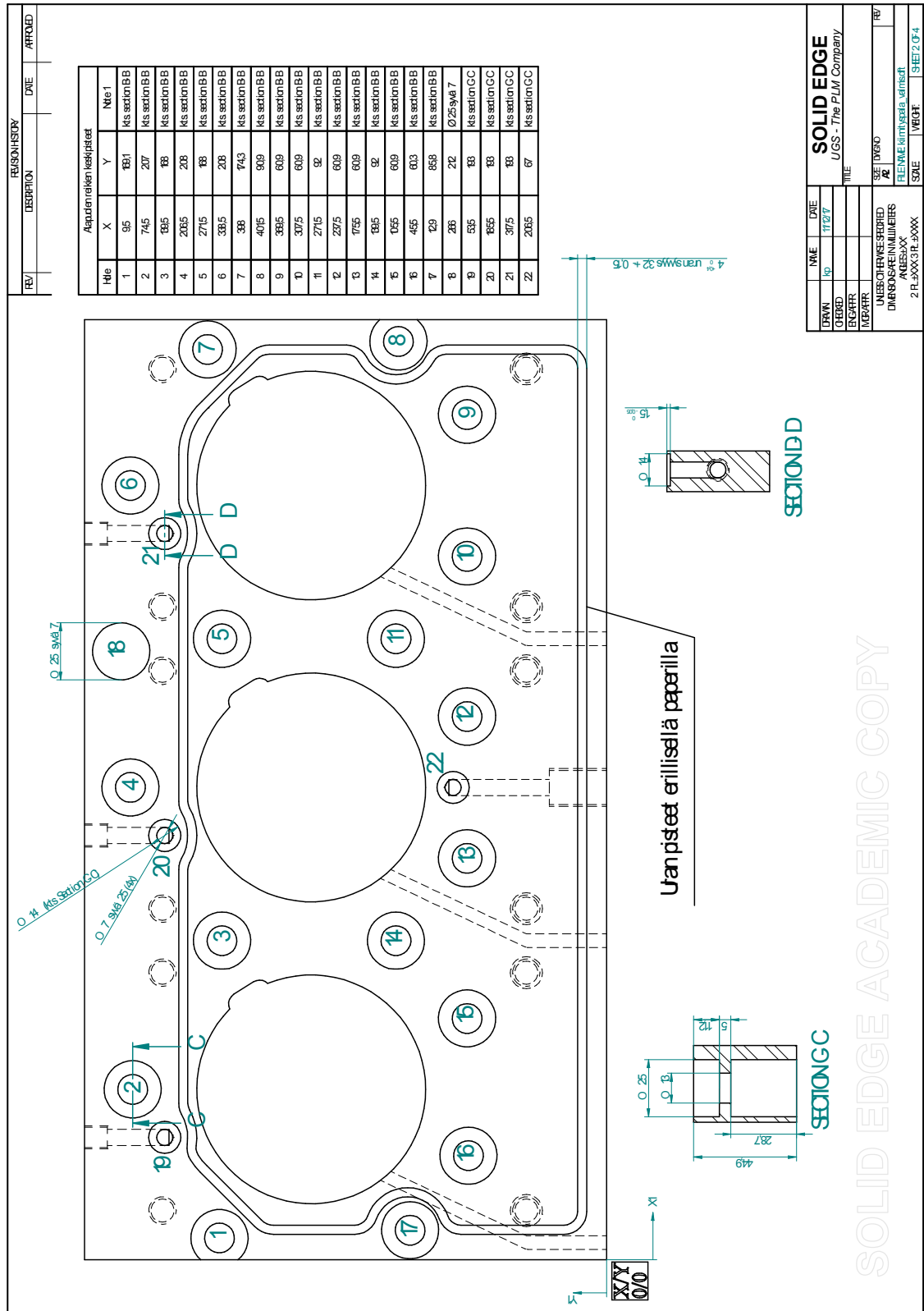
Liite 1 EHVA:n kiinnitysosien piirustukset

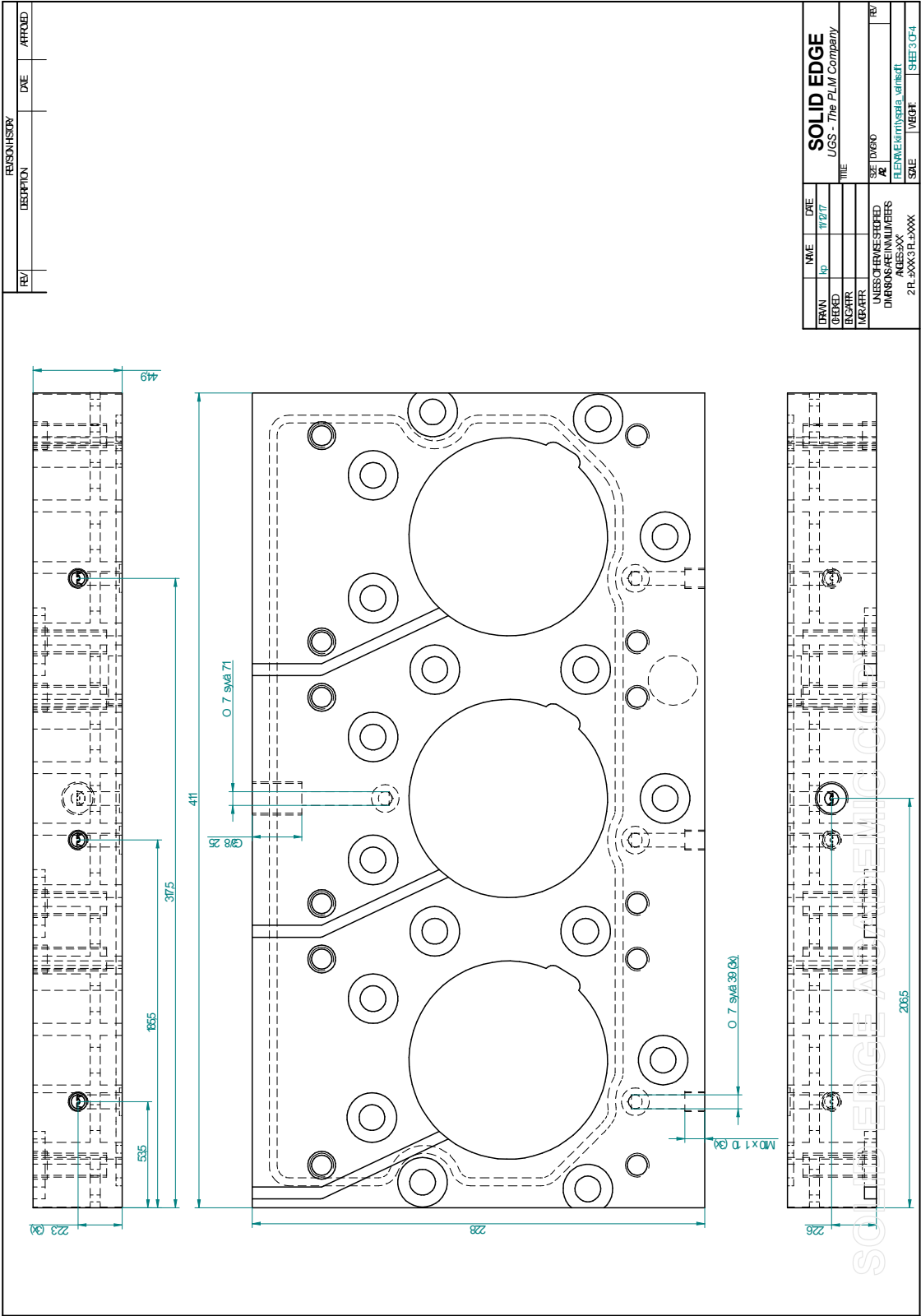
Liite 2 Peitelevyn piirustus

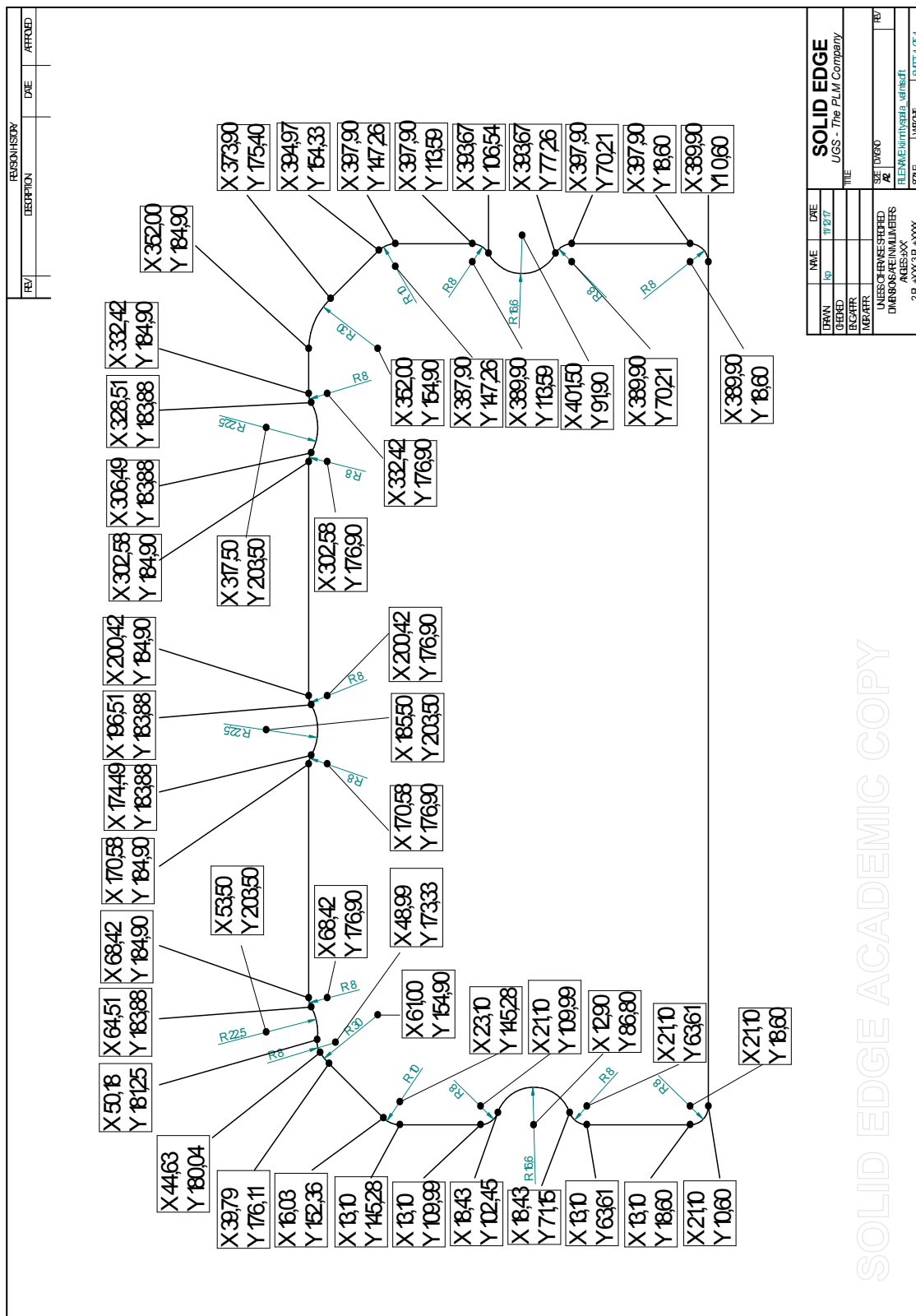
Liite 3 EHVA:n kohdistusholkki

Liite 4 Veden höyrynpaine









RESOURCES

REV	DESCRIPTION	DWG	APPROVED

0.14

88

280

15

16

17

18

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

38

39

40

41

42

43

44

45

46

47

48

49

50

51

52

53

54

55

56

57

58

59

60

61

62

63

64

65

66

67

68

69

70

71

72

73

74

75

76

77

78

79

80

81

82

83

84

85

86

87

88

89

90

91

92

93

94

95

96

97

98

99

100

101

102

103

104

105

106

107

108

109

110

111

112

113

114

115

116

117

118

119

120

121

122

123

124

125

126

127

128

129

130

131

132

133

134

135

136

137

138

139

140

141

142

143

144

145

146

147

148

149

150

151

152

153

154

155

156

157

158

159

160

161

162

163

164

165

166

167

168

169

170

171

172

173

174

175

176

177

178

179

180

181

182

183

184

185

186

187

188

189

190

191

192

193

194

195

196

197

198

199

200

201

202

203

204

205

206

207

208

209

210

211

212

213

214

215

216

217

218

219

220

221

222

223

224

225

226

227

228

229

230

231

232

233

234

235

236

237

238

239

240

241

242

243

244

245

246

247

248

249

250

251

252

253

254

255

256

257

258

259

260

261

262

263

264

265

266

267

268

269

270

271

272

273

274

275

276

277

278

279

280

281

282

283

284

285

286

287

288

289

290

291

292

293

294

295

296

297

298

299

300

301

302

303

304

305

306

307

308

309

310

311

312

313

314

315

316

317

318

319

320

321

322

323

324

325

326

327

328

329

330

331

332

333

334

335

336

337

338

339

340

341

342

343

344

345

346

347

348

349

350

351

352

353

354

355

356

357

358

359

360

361

362

363

364

365

366

367

368

369

370

371

372

373

374

375

376

377

378

379

380

381

382

383

384

385

386

387

388

389

390

391

392

393

394

395

396

397

398

399

400

401

402

403

404

405

406

407

408

409

410

411

412

413

414

415

416

417

418

419

420

421

422

423

424

425

426

427

428

429

430

431

432

433

434

435

436

437

438

439

440

441

442

443

444

445

446

447

448

449

450

451

452

453

454

455

456

457

458

459

460

461

462

463

464

465

466

467

468

469

470

471

472

473

474

475

476

477

478

479

480

481

482

483

484

485

486

487

488

489

490

491

492

493

494

495

496

497

498

499

500

501

502

503

504

505

506

507

508

509

510

511

512

513

514

515

516

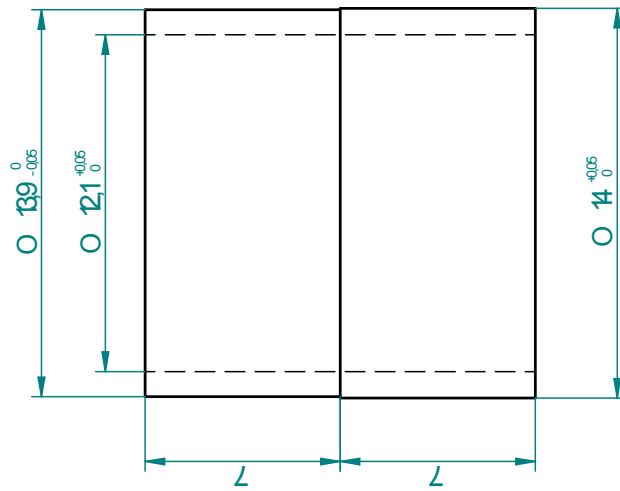
517

518

519

520

521



The figure shows a technical drawing of a rectangular plate. The overall dimensions are 139 mm in width and 14 mm in height, both with a tolerance of 0 to -0.05 mm. There are two vertical slots, each 7 mm wide, located 121 mm apart from each other and 12 mm from the left and right edges. The slots have a depth of 121 mm with a tolerance of 0 to +0.05 mm. The drawing includes a revision history table at the bottom.

REVISION HISTORY		
REV	DESCRIPTION	DATE

Taulukko 10 Veden höyrynpaine ja vesihöyryn tiheys [42]

Lämpötila °C	Höyrynpaine Pa	Vesihöyryn tiheys g/m ³
15	1704,5	12,83
16	1817,4	13,63
17	1936,7	14,47
18	2063	15,37
19	2196	16,30
20	2337	17,29
21	3486	18,33
22	2643	19,42
23	2808	20,57
24	2982	21,77
25	3166	23,04
26	3360	24,36
27	3564	25,76
28	3778	27,22
29	4004	28,75
30	4241	30,36